

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukce nosiče motocyklu pro automobil

Construction of Motorbike Carrier for Car

Student:

Petr Škovránek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Škovránek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Konstrukce nosiče motocyklu pro automobil**
Construction of Motorbike Carrier for Cars
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte nosič pro sportovní motocykly do hmotnosti 120kg. Nosič bude konstrukčně řešen tak, aby jej bylo možné připevnit k tažnému zařízení osobního automobilu. Při vlastním návrhu je možné konstrukčně zasáhnout do samotného tažného zařízení a jeho upevnění ke karoserii. Proved'te variantní řešení a pro vybranou konstrukci zpracujte podrobný 3D model a výkresovou dokumentaci (rozsah upřesní vedoucí práce). Vytipujte kritické uzly a zkontrolujte je výpočtem.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě16.5.2016.....

.....Škornínek.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo –bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 16.5.2016

Škovránek

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Petr Škovránek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lipová 88/173, Hat', 747 16

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠKOVŘÁNEK, P. *Konstrukce nosiče motocyklu pro automobil : bakalářská práce*. Ostrava: VŠB–Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 53 s. Vedoucí práce: Tomáš Kubín

Bakalářská práce se zabývá vytvořením nosiče pro přepravu motocyklu. Nosič je spojen pomocí tažné koule automobilu. V první části práce se zabývám inspirací z dostupné přepravy motocyklů. Prozkoumáním legislativy jsou zadány podmínky pro splnění konstrukce. V druhé části je představena navržená konstrukce nosiče motocyklu. Po představení jsou provedeny kontroly důležitých konstrukčních částí. Využitím počítačové analýzy MKP je provedena kontrola rámu. Dále je provedena analytická kontrola na svarové spojení, čepové spojení a přibližná kontrola zatížení náprav automobilu. V příloze je výrobní dokumentace pro sestavení a svaření.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ŠKOVŘÁNEK, P. *Construction of Motorbike Carrier for Car : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and design, 2016, 53 p. Thesis head: Tomáš Kubín

Bachelor thesis is dealing with construction of motorbike carrier for car. Carrier is connected by towing ball. First part of thesis deals with inspiration of used carriers. Requirements for construction are given after studying legislative. Own construction of motorbike carrier are presented in second part. After presentation are inspections of main construction parts. Inspections of frame are done by computer method FEM. Weld, pin and axles are inspected by analytical method. Draw documentation are in the enclosure of the bachelor thesis.

Obsah

Seznam použitých symbolů a značek	7
Zkratky.....	9
Úvod.....	10
1. Zařízení pro přepravu motocyklu:.....	11
2. Podmínky pro konstrukci	15
2.1. Legislativa	15
2.2. Referenční automobil a motocykl	16
2.3. Reálné zrychlení a zpomalení automobilu	18
3. Možnosti řešení	19
4. Konstrukční návrh.....	21
5. Výpočty.....	27
5.1. Určení zatěžujících sil	27
5.2. MKP analýzy.....	31
5.3. Analytické výpočty	41
6. Závěr	50
7. Seznam použité literatury:	51
8. Seznam příloh:	53

Seznam použitých symbolů a značek

Značka	Jednotka	Popis
D	[mm]	vnější průměr čepu
D_K	[mm]	průměr kola
F_{MAX}	[N]	síla od motocyklu při maximálním zpomalení
F_{MAX}^H	[N]	síla při maximálním zpomalení v místě zádržné tyče
F_S	[N]	síla od motocyklu působící ve svislém směru
F_{ZP}	[N]	síla od motocyklu při zpomalení
F_{ZP}^H	[N]	síla od motocyklu při zpomalení v místě zádržné tyče
F_{ZR}	[N]	síla od motocyklu při zrychlení
F_{ZR}^H	[N]	síla od motocyklu při zrychlení v místě zádržné tyče
L	[m]	brzdná dráha automobilu
Mo	[MPa]	moment ohybu
MoR_z^x	[MPa]	moment od reakce R_z^x
MoR_z^y	[MPa]	moment od reakce R_z^y
R	[N]	maximální síla na čep při zrychlení
R_a	[N]	polovina maximální síly na čep při zrychlení
Re	[MPa]	mez kluzu
R_k	[N]	reakce v místě koule
R_N	[N]	počáteční zatížení náprav
R_{PN}	[N]	reakce na přední nápravě
R_{PNK}	[N]	reakce přední nápravy kritická
R_{ZN}	[N]	reakce na zadní nápravě

R_Z^x	[N]	reakce u čepu ve směru x
R_Z^y	[N]	reakce u čepu ve směru y
T	[kg]	hmotnost nosiče
T_{MAX}	[N]	síla od nosiče při maximálním zpomalení
T_S	[N]	síla od nosiče působící ve svislém směru
T_{ZP}	[N]	síla od nosiče při zpomalení
T_{ZR}	[N]	síla od nosiče při zrychlení
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
a	[mm]	jmenovitá tloušťka svaru
a_{MAX}	[m·s ⁻²]	maximální zpomalení
a_{ZP}	[m·s ⁻²]	rovnoměrně zpomalený pohyb automobilu
a_{ZR}	[m·s ⁻²]	rovnoměrně zrychlený pohyb automobilu
d	[mm]	šířka profilu
$d_{\check{c}}$	[mm]	vnitřní průměr čepu
e	[mm]	výška profilu
f	[mm]	skutečná šířka profilu
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
I_{x1}	[mm ⁴]	moment setrvačnosti kolem osy x prvního svaru
I_{x2}	[mm ⁴]	moment setrvačnosti kolem osy x druhého svaru
k	[-]	koeficient bezpečnosti
k_3, k_4	[-]	převodní součinitel svarového spoje
l_1	[mm]	délka svaru v ose y
l_2	[mm]	délka svaru v ose x

m	[kg]	hmotnost motocyklu
m_c	[kg]	celková hmotnost vozidla
m_p	[kg]	pohotovostní hmotnost vozidla
S	[mm ²]	plocha průřezu
p	[MPa]	napětí při otláčení
p_D	[MPa]	maximální napětí při otláčení
t	[s]	čas zrychlení/zpomalení automobilu
v	[m·s ⁻¹]	mezní rychlost
z	[mm]	jmenovitá šířka svaru
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
$\tau_{\parallel}^{R_z^x}$	[MPa]	napětí na svaru od rovnoběžné síly R_z^x
$\tau_{\perp}^{R_z^y}$	[MPa]	napětí na svaru od kolmé síly R_z^y
$\tau_{\perp}^{MoR_z^x}$	[MPa]	napětí na svaru od momentu MoR_z^x
$\tau_{\perp}^{MoR_z^y}$	[MPa]	napětí na svaru od momentu MoR_z^y
τ_D	[MPa]	dovolené napětí ve svaru
τ_s	[MPa]	statické napětí ve svaru
α	[°]	úhel sklonu úchytu
β	[-]	součinitel tloušťky koutového svaru

Zkratky

SPZ	Státní poznávací značka
MKP / FEM	metoda konečných prvků / finite element method

Úvod

Motocykly samotné byli a jsou používány zejména pro přemísťování na silnicích. Problém ovšem nastává, když se off-road a enduro motocykly, určené hlavně pro zážitky z jízd mimo silnici, snažíme někde přemístit na větší vzdálenost. Z těchto motorek jsou pro cestování na silnicích homologovány pouze enduro motocykly. U enduro motocyklů by jízda při přesunu nebyl problém, ale dochází k velkému opotřebení tzv. drapáků (pneumatiky do terénu) oproti silničním pneumatikám. Také se u terénních motocyklů stále využívají dvoutaktní motory, které nejsou vhodné pro dlouhé trasy oproti čtyřtaktním motocyklům.

Cílem bakalářské práce je vytvořit nosič pro motocykl, který se může připojit za automobil. V první části práce se snažím získat přehled, o možnostech přepravy. Následně si zadávám z legislativy podmínky pro splnění konstrukce. V druhé části představuji navrženou konstrukci nosiče motocyklu. Po představení provádím kontroly na důležité konstrukční uzly.

1. Zařízení pro přepravu motocyklu:

Dodávkový automobil

Dodávkové automobily jsou jedním z nejčastějších způsobů přepravy závodních motocyklů. Hovorově jsou „dodávky“ význačné jejich krabicovým tvarem a podlahou. Podlaha je ve větší výšce, než u běžných automobilů. Slouží především pro převoz nákladu, ale i pasažérů. Mezi jejich hlavní výhody patří velký úložný prostor a snadné nakládání motocyklů. Převoz motocyklu pomocí lehce upraveného dodávkového automobilu můžete vidět na obr. 1.



Obr. 1 Převoz pomocí dodávkového automobilu Peugeot

Pick-Up

Pick-Up je druh vozidla určený pro přepravu nákladu, který bývá typicky odkrytý, ale může být i s krycí nástavbou. Používají se zejména v Americe. V České republice se používá také Škoda Pick-Up (obr. 2). Podle kabiny mohou být rozděleny do kategorií:

- standardní kabina - dvoudveřová pro 2 až 3 pasažéry
- prodloužená kabina – podobná kabině standardní s úložným prostorem za sedadly.
- dvojitá kabina – čtyřdveřová kabina pro 4 až 5 pasažérů

- trambusová kabina – tato kategorie vychází z dodávkových automobilů a vyznačuje se tím, že řidič sedí nad přední nápravou.



Obr. 2 Převoz pomocí vozu Škoda Pick-Up [12]

Přívěsný vozík

Přívěsné vozíky slouží pro přepravu jakýchkoliv nákladů. Písku, šterku, kovového šrotu, ale také se využívají pro převoz motocyklů. K přepravě mohou být použity vozíky neupravené, ale i upravené pro převoz pouze motocyklů. K automobilu jsou připojeny pomocí tažného zařízení. Nejčastější možnost přepravy motocyklu můžete vidět na obr. 3.



Obr. 3 Motocykl převážen s neupraveným přívěsným vozíkem

Nosiče

Při převážení nákladu podobného charakteru můžeme vycházet z nosičů jízdních kol. Tyto nosiče bývají rozděleny na střešní nosiče, nosiče na tažné zařízení a nosiče na zadní dveře. Střešní nosiče a nosiče na zadní dveře mají hlavní nevýhody v obtížném nakládání do větších výšek. Také je problém v menším povoleném zatížení v kritických místech. V úvahu připadá pouze použití nosiče připojeného v zádi vozidla. Takovéto řešení se hojně využívají v Americe a Austrálii.



Obr. 4 Americký typ nosiče T-NS-MRC001 pevné konstrukce firmy TMS [9]

Americké nosiče se vyznačují zejména čtyřhranným profilem, který se vkládá vodorovně do míst, v kterých bývá upevněna koule tažného zařízení. Upevněním v jednom bodě má příčinu toho, že nosič je málo stabilní. Tyč je namáhána za jízdy kombinací krutu a ohybu. Tyto motocyklové nosiče mohou být konstrukce pevné, nebo zvedací. Typy konstrukcí můžete je vidět na obr. 4 a obr. 5.



Obr. 5 Americký typ nosiče zvedací firmy Moto Mule [10]

Většina prodáváných nosičů na trhu zakrývá státní poznávací značku a světla. Z toho důvodu nejsou homologovány pro evropské trhy. Na českém trhu se prodává nosič firmy Hakr Brno, viz obr. 11. Nosič má nosnost 100 kg. Hmotnost nosiče je 33 kg. Upevnění za automobil je zajištěno přes kouli tažného zařízení sevřením mezi dva kotouče. Vlastní řešení upevnění vychází z patentu 15052 z roku 2004. Tento patent již není platný. Firma udává v návodu nosiče, že se nesmí přesáhnout maximální svislé zatížení koule. Zajištění motocyklu k nosiči mohou být pomocí popruhů, šroubů nebo použitím popruhů a zádržné tyče.



Obr. 6 Nosič na motocykl firmy Hakr [11]

Při hledání možností přepravy jsem dospěl k několika názorům. Jako nejdostupnější způsob přepravy pro motocykly je využíváno přívěsných vozíků. Jejich nevýhodou je velké množství prostoru, který zabírají. To zejména při skladování. Převoz speciálním druhem automobilu není dostupný pro každého. Jako nejskladnější možnosti jsou nosiče. Ty zabírají málo místa, ale kladou si větší nároky na konstrukci nebo automobil.

2. Podmínky pro konstrukci

V této kapitole zadám podmínky pro výpočty a návrh konstrukce. Také je důležité určit automobil a motocykl. To je z důvodu, že je mnoho druhů jak automobilů, tak motocyklů. Beru v úvahu, že každý dopravní prostředek nemusí vyhovovat vlivem jiné konstrukce.

2.1. Legislativa

Z legislativy podle zákona 341/2014 je povinné pro nosiče zavazadel. „Být spolehlivě přichyceny k vozidlu a nesmějí přesahovat půdorysný obrys vozidla s výjimkou zádi vozidla“ [18]. Nosiče zavazadel musí z důvodů bezpečnosti odolávat zpomalení v podélném směru nejméně 6 g. V příloze č. 12 tohoto zákona jsou udány technické požadavky na konstrukci a stav výbavy. Nosiče zavazadel jiné než střešní musí podléhat schválení technické způsobilosti. Pokud by se nosič vyráběl, je nutný k obchodní dokumentaci návod v češtině. V návodu by muselo být obsažena příručka k obsluze, základní technické údaje o výrobku, návod k montáži a návod k údržbě.

Pro homologace firmy TÜV SÜD pro Českou republiku jsem se dozvěděl, jak se provádějí zkoušky. Odolnost při přetížení 6 g u homologací stačí doložit výpočtem, nebo se provádí zkouška. Při zkoušce nesmí odlétnout jakákoliv část nosiče, nebo nákladu, která by mohla ohrozit bezpečnost provozu. U homologací se provádí zatížení statickou silou, která je o 15 % větší než maximální hmotnost nosiče s nákladem. Zkoušky se provádí fyzicky, nebo pomocí MKP simulací.

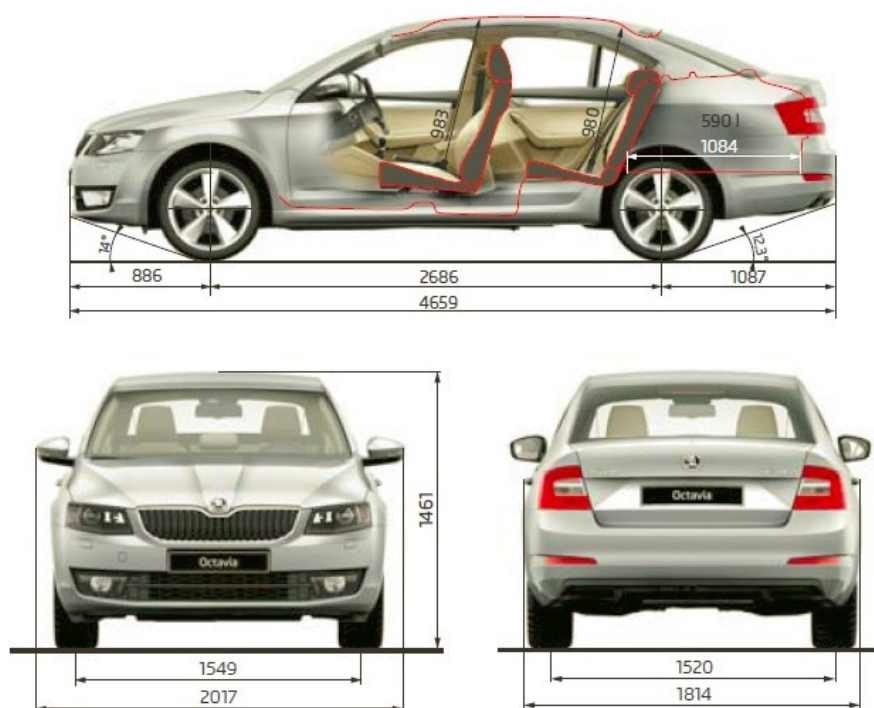
S ohledem na umístění motocyklu v zádi vozidla a možné odlehčení přední nápravy jsem se zaměřil na nařízení komise Evropské unie č. 1230/2012. Zde se uvádí, že při maximální technicky přípustné hmotnosti vozidla nemůže být zatížení přední nápravy menší než 30% této hmotnosti. Také se nesmí překročit maximální povolená hmotnost na každou z náprav.

Dalšími požadavky pro splnění homologace je nutnost dodržet předpis EHK č. 48, ten pojednává o montáži zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci. Nařízení EU č. 1003/2010 týkající se požadavků na umístění a připevnění zadních registračních tabulek. Další nutností je připojení světelné techniky pomocí konektorů ISO 1724.

Z výše uvedených informací jsem dospěl k závěru, že budu provádět zatěžování nosiče silami 2x většími z důvodů bezpečnosti. Také provedu zatížení nosiče se silami ve vodorovném směru při zpomalení, které budou rovny 6 g. Tyto hodnoty budu brát jako orientační. Bude nutností připevnit registrační značku a světelnou signalizaci. Rovněž provedu kontrolu změn zatížení náprav automobilu.

2.2. Referenční automobil a motocykl

Jako referenční automobil jsem si vybral vozidlo střední třídy. Podle tabulky od Svazu dovozců automobilů je nejčastěji registrovaným vozidlem s 24 346 registracemi ŠKODA Octavia. Ta tvoří přes 65% nových registrací vozidel střední třídy v roce 2015. Tabulka je k nahlédnutí v příloze F. Automobil s rozměry je zobrazena na obr. 7. U automobilu je předpoklad tažného zařízení. Konkrétní tažné zařízení, které budu využívat, je od firmy Profsvar.



Obr. 7 Rozměry ŠKODA Octavia III [4]

Nejvíce využívanou značkou v odvětví enduro je KTM s modelem EXC, který si volím jako referenční motocykl pro základní rozměry nosiče. Důležité rozměry motocyklu jsem si musel naměřit na KTM EXC ročník 2005. Rozměry můžete vidět na obr. 8.



Obr. 8 Rozměry KTM EXC 200 2005 [15]

Největší problém u motocyklů je, že se neudává jejich výška těžiště. Ta je důležitá při určování působících sil na nosič. Z toho důvodu jsem si zvolil odhadované těžiště ve výšce 600 mm od podlahy. Pokud bychom chtěli určit těžiště s větší přesností než odhadem, doporučuji dvě možnosti řešení. První možností je využití dvou lidí. Ti by zvedali položený motocykl v různých polohách blízkých těžišti a hledali by výšku těžiště, kde se motocykl nebude naklánět na stranu kol nebo sedadla. Jelikož je tato metoda u těžšího motocyklu obtížná, doporučuji jako druhou možnost podobnou metodu s použitím provazů, nebo popruhů a následným zvedáním s využitím kladky.

2.3. Reálné zrychlení a zpomalení automobilu

Podle katalogu výrobce Škoda auto [4] se udává u nejvýkonnější verze s 135kW a pohonem 4x4 maximální zrychlení z 0 km/h na 100 km/h za 7,1s.

$$t = 7,1 \text{ s}; v = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} \rightarrow 27,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$a_{ZR} = \frac{v}{t} = \frac{27,7}{7,1} = \underline{\underline{3,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Kde: tčas zrychlení automobilu [s]

a_{ZR}rovnoměrně zrychlený pohyb automobilu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

vmezní rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Brzdná dráha se v katalogu výrobce neuvádí a to zejména z důvodů, že tuto brzdnu dráhu ovlivňuje mnoho vlivů jako: povrch vozovky, stav pneumatik, povětrnostní podmínky. U skutečně možného zpomalení, kterým budu působit na nosič, vycházím z tabulky z roku 2007 [7], která udává délku brzdné dráhy ze 100 km/h na 0 km/h. Jako relevantní hodnotu z této tabulky jsem si vybral brzdnu dráhu 35m, z které jsem vypočítal zpomalení. Nosič budu zatěžovat s bezpečností $k=2$, to s ohledem na bezpečnost a možné navýšení přepravní hmotnosti.

$$L = 35 \text{ m}; v = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} \rightarrow 27,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde: Lbrzdná dráha automobilu [m]

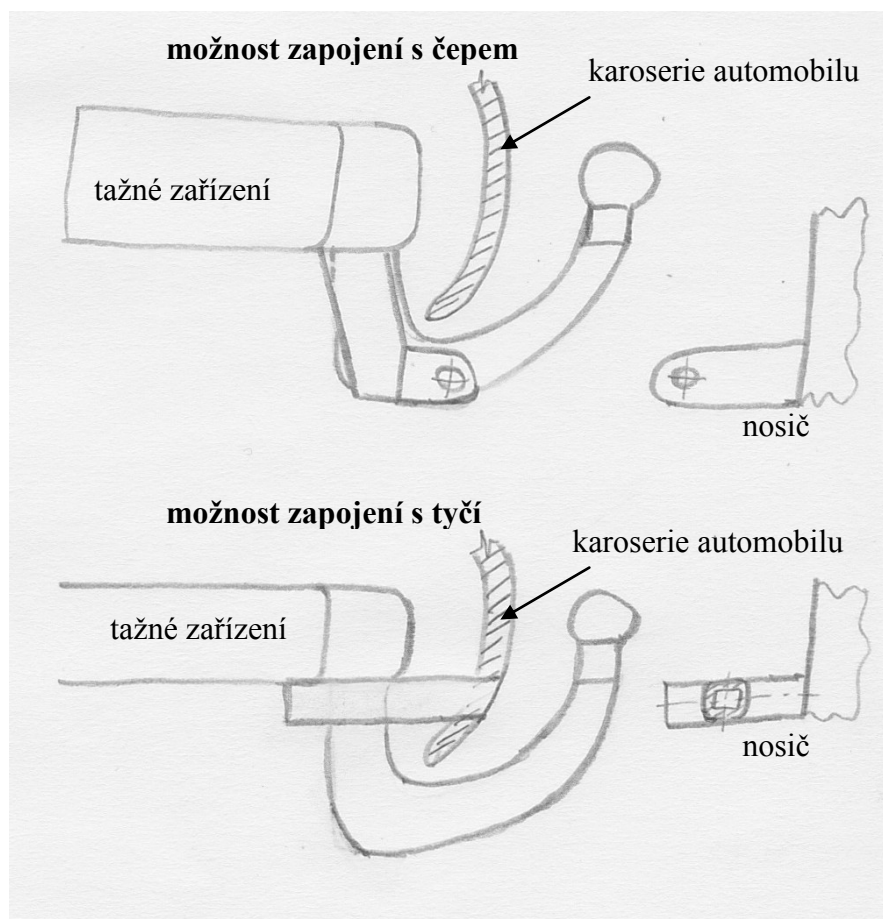
$$L = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{v^2}{a^2} = \frac{v^2}{2 \cdot a}$$

$$a_{ZP} = \frac{v^2}{2 \cdot L} = \frac{27,7^2}{2 \cdot 35} = \underline{\underline{10,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Kde: a_{ZP}rovnoměrně zpomalený pohyb automobilu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

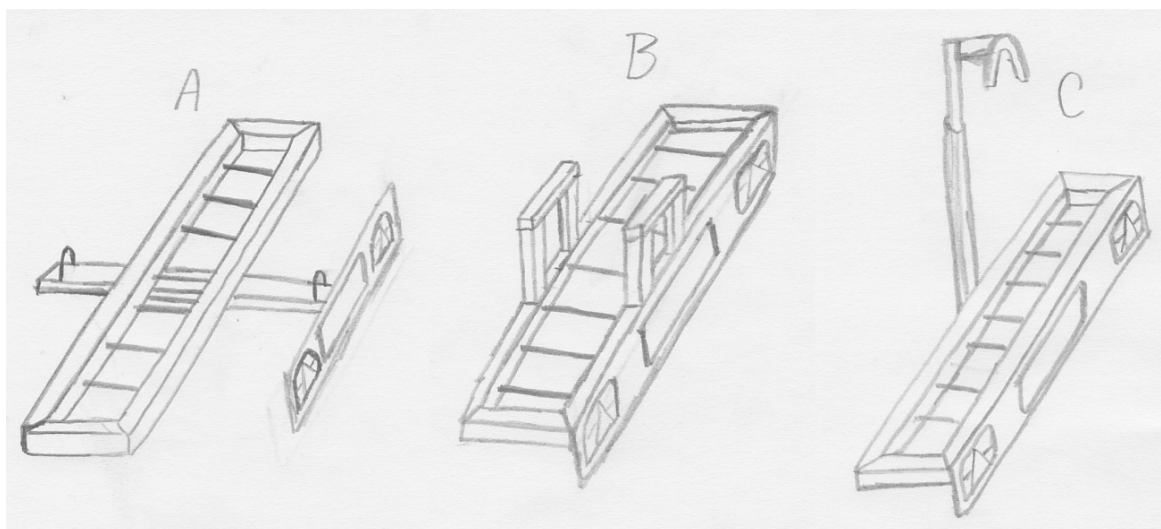
3. Možnosti řešení

U stávajících nosičů je velkou nevýhodou připojení v jednom bodě. To vede k zatížení v jednom místě tažného zařízení, kde se nosič jeví špatně stabilní. Tomuto zatížení bych se chtěl vyhnout přidáním dalších bodů připojení a dal jsem si to jako první podmínku. To chci řešit přivařením dalších částí k tažnému zařízení a přenesení působících sil na jiná místa než na kouli nosiče. U možností těchto přípojů můžu využít připojení pomocí čepu nebo tyče. Tady je nutné uvědomit si, v jaké poloze by body pro připojení byly. Zda je nutné narušit vzhled karoserie automobilu nebo dát místa pro připojení níže. Na obr. 9 je návrh řešení přivařených bodů pro čepy a pro tyče. U možnosti s čepem se můžeme vyhnout narušení karosérie.



Obr. 9 Možnosti připojení dalších bodů čepem a tyčí

Pro samotné varianty rámu nosiče mě napadly zejména tři varianty, které bych mohl využít. Varianty jsem navrhoval s ohledem na možnost zajištění motocyklu zejména v podélném směru.



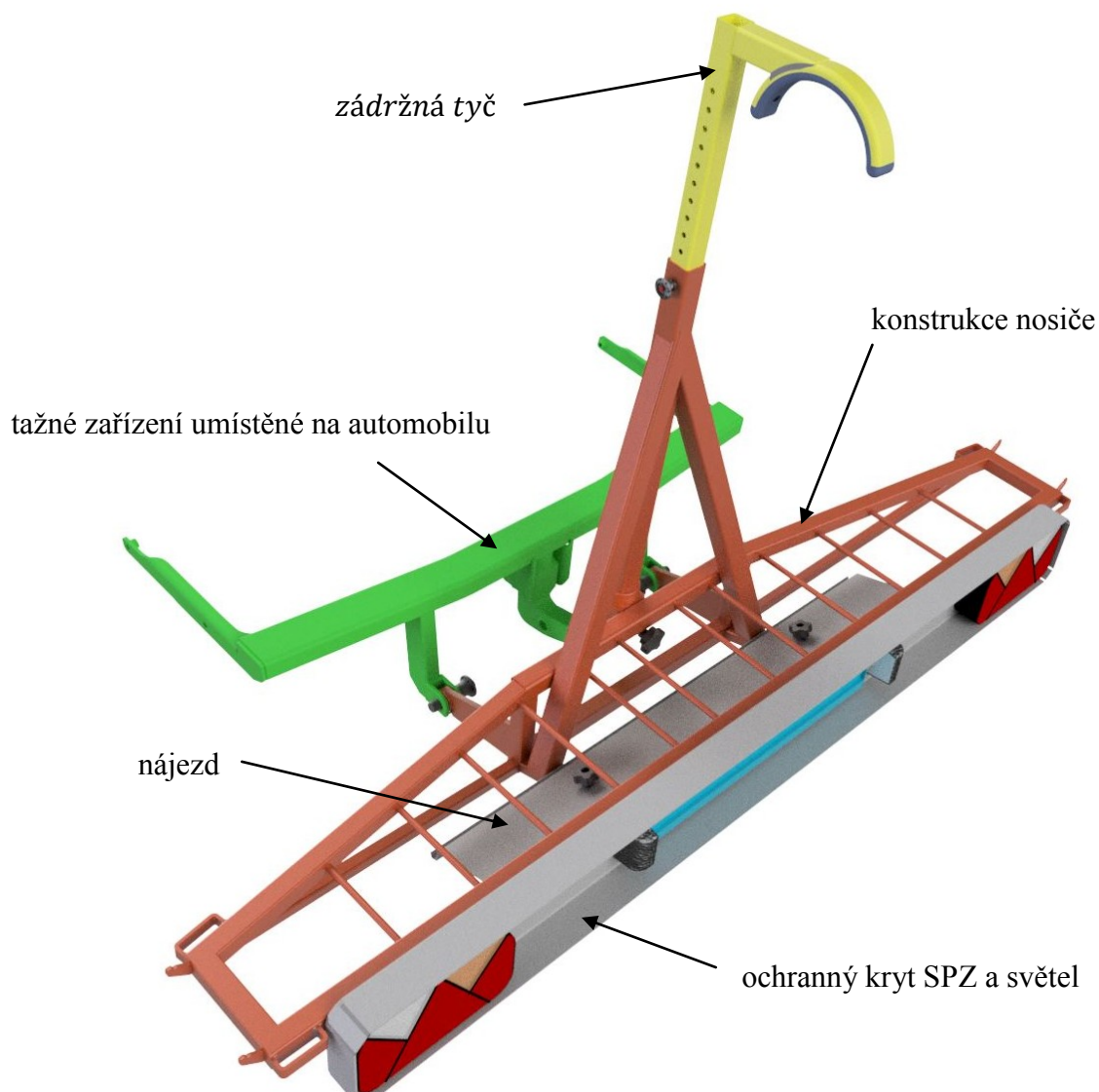
Obr. 10 Varianty řešení konstrukce nosiče

Varianta A - vychází z upevnění motocyklu pomocí popruhů, které jsou uvázány na prodlouženou tyč. Větší vzdáleností popruhů od středu kol se vytvoří lepší úhel pro zachycení vodorovných sil. Síly jsou přenášeny na oka. Jelikož je nutné mít motocykl co nejbližší zádi vozidla, aby nebyla příliš odlehčená přední kola automobilu, tak беру toto řešení jako nevhodné. U tohoto řešení by mohlo být také obtížnější připojení světel a státní poznávací značky.

Varianta B – vychází ze zvedacího typu nosiče, kde je upevněn motocykl pomocí šroubů, které stahují pedály motocyklu. Také by se u této varianty dalo využít připojení za rám motocyklu. Zde je problém, pokud chceme převážet motocykly různých typů. Řešení připojení je v tomto případě pro více druhů motocyklů obtížné. Každá značka motocyklu má různé rámy a pedály. Z toho důvodu je toto řešení vhodné především pro konkrétní značky motocyklů.

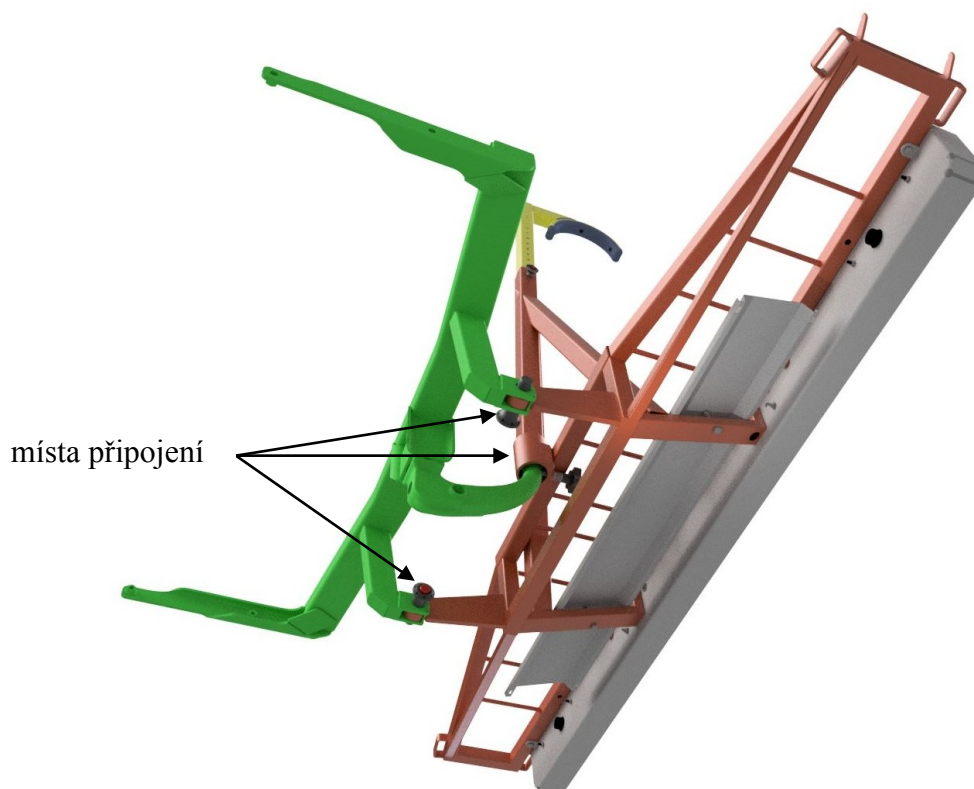
Varianta C – vychází z českého typu nosiče firmy Hakr Brno. Zde se řeší vodorovné síly působící na nosič prostřednictvím tyče, která je ve svislé poloze. Se společným zajištěním motocyklu popruhy ve svislém směru беру tuto variantu jako nejvhodnější.

4. Konstrukční návrh



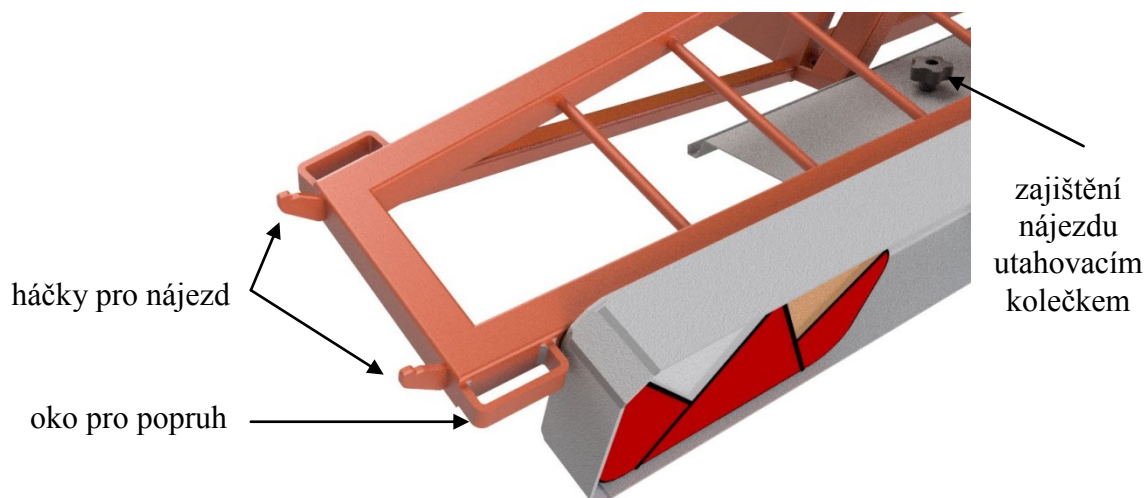
Obr. 11 Nosič - pohled horní

Pro řešení daného problému jsem se rozhodl z navržených konceptů využít variantu nosiče se zádržnou tyčí, která je nejvhodnější pro přenosy sil při zpomalení automobilu. Model nosiče jsem vytvořil v programu Autodesk Inventor 2016 a můžete ho vidět na obr. 11 a obr. 12. Dimenzování rámu nosiče jsem prováděl pomocí MKP simulací. U míst připojení k upravenému tažnému zařízení jsem vycházel z analytických výpočtů a snažil jsem se udělat tyto místa tak, aby byla co nejsnadnější obsluha při uchycování na automobil. Jako materiál konstrukce si volím ocel S355J2, nebo jinou ocel S355, s minimální mezí kluzu $R_e=355\text{MPa}$ a mezí pevnosti $R_m=470-630\text{MPa}$, viz příloha A. Nájezd a ochranný kryt jsou z hliníku AW 6082.



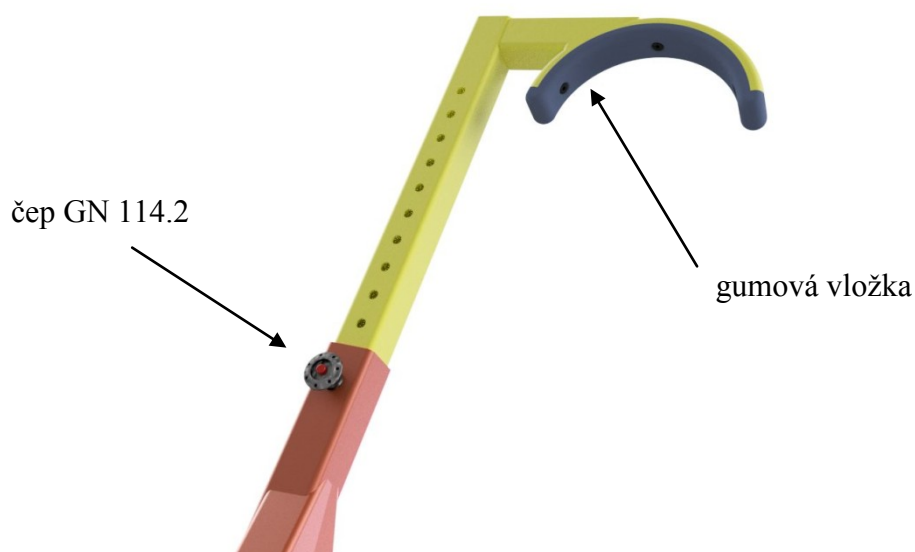
Obr. 12 Nosič - pohled spodní

Samostatný motocykl bude uvázán pomocí popruhů, které budou zajišťovat motocykl při působení svislých sil. Pro toto zajištění jsem zvolil přivařené oka k rámu nosiče, přes které budou popruhy protaženy, viz obr. 13. Popruhy je nutné vázat za přední řídítka, nebo vidlice motocyklu a také uvázat za zadní kolo.



Obr. 13 Detail - oka, háčky

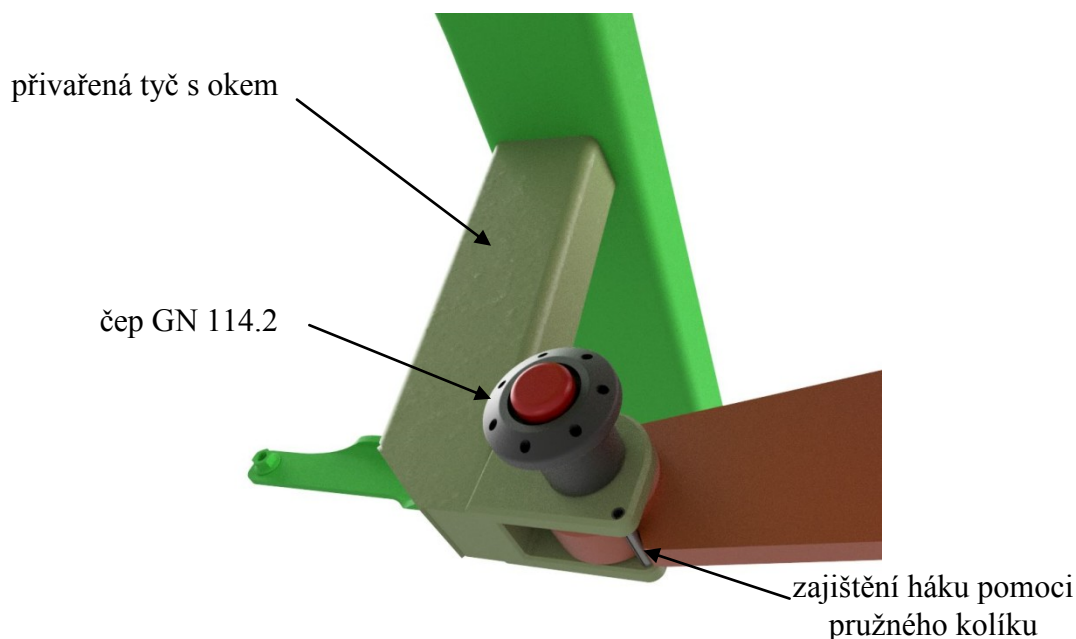
Pro zachycení vodorovných sil je na nosiči umístěna zádržná tyč. Detail zádržné tyče na obr. 14. Tato část konstrukce bude upevněna k motocyklu v místě sedadla, o které se bude motocykl opírat při zachycování vodorovných sil. Z tohoto důvodu je v místě dotyku umístěna pryžová vložka, o kterou se motocykl nemůže poškrábat. Pro spojení přídržné tyče s rámem jsem uvažoval zejména nad využitím čepů, nebo západek. Rozhodnul jsem se, že bude zádržná tyč zachycena pomocí zajišťovacího čepu firmy Elesa+Ganter. Typ čepu je GN 114.2, průměr čepu 8 mm a délka 40 mm. Rozměry čepů jsou k nahlédnutí v příloze B. Hlavními výhodami tohoto čepu oproti normalizovanému čepu podle ČSN je, že nepotřebujeme závlačky. Samostatné axiální zajištění je zahrnuto v čepu a při zmáčknutí tlačítka dojde k zakrytí západky a můžeme čep vložit do díry. Jelikož na toto místo nepůsobí žádné axiální síly, beru toto upevnění jako dostatečné. Pro polohovatelnost zádržné tyče jsem se rozhodl dát díry pro čep ve vzdálenostech 25 mm. Kdyby bylo potřeba jemnější doladění výšky, můžeme toho využít jemným dotažením, nebo povolením popruhů.



Obr. 14 Zádržná tyč

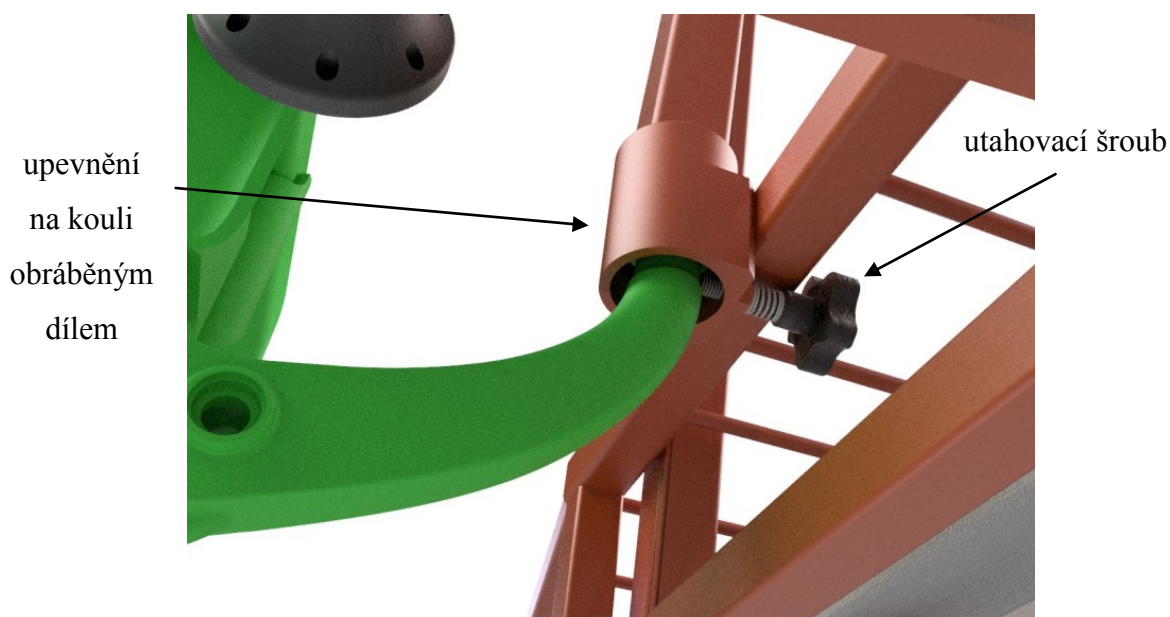
Připojení k tažnému zařízení jsem volil takové, ať nedojde k narušení karosérie automobilu. Z toho důvodu jsem volil navařené obdélníkové tyče, ke kterým jsou přivařeny oka. Do ok se zasunují čepy a jsou zobrazeny na obr. 15. Tyto oka, která jsem použil, prošla několika inovacemi, než jsem dospěl k nejvhodnějšímu řešení. Nejdříve jsem měl pouze oka, do kterých se vkládali normalizované čepy. Následně jsem si uvědomil, že

by bylo obtížné vkládání čepů do těchto ok ve volné poloze nosiče a chtěl jsem zajistit snadnější umístění pomocí háků ze strany nosiče. To po úvaze vedlo k výsledku, že jsem se rozhodl využít čep a hák. Hák je malý a slouží k zachycení do doby, než se zajistí pomocí čepů. Čepy jsem zde volil opět Elesa+Ganter typ GN 114.2, s průměrem čepu 20 mm a délkou 40 mm.



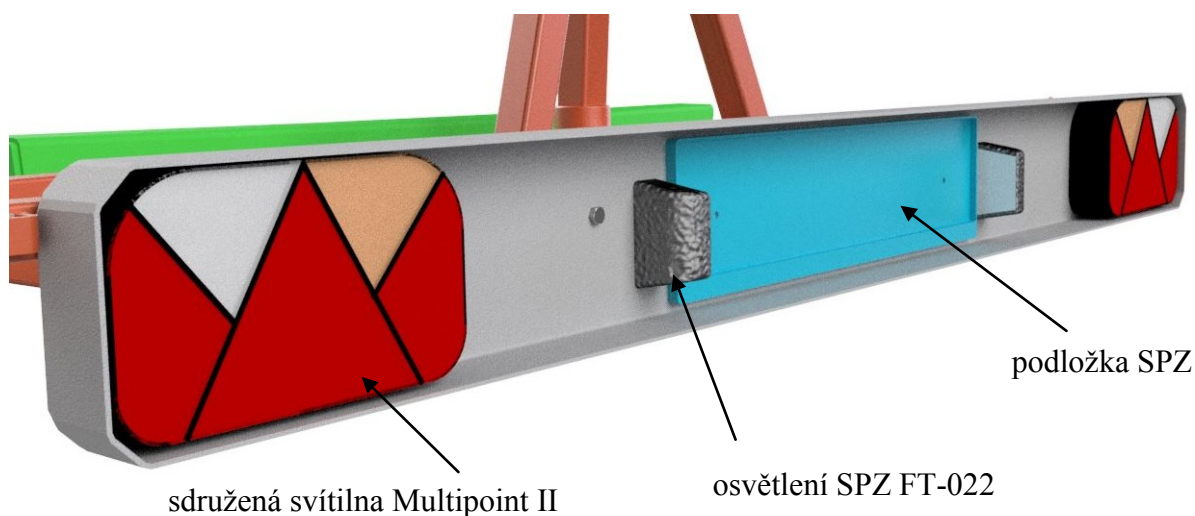
Obr. 15 Zajištění

Třetí bod zajištění nosiče jsem volil za tažné zařízení s využitím obráběného dílu, viz obr. 16. Místo něj by šla použít trubka, do které by se koule vkládala. Volným uložením v této kouli dosáhneme staticky určité úlohy při řešení sil působících na oka spojení a kouli. Pokud by byla koule opotřebovaná, tak je zde umístěn utahovací prvek s hvězdicovým kolečkem VC.692/50 p-M10x40 opět firmy Elesa+Ganter. Ten je zde zejména z důvodu, aby nedocházelo k rázům při změně pohybu z akceleraace automobilu na brzdňý pohyb a opačně. Šroub proti rázům působí až při větším brzdňém účinku, kdy dojde k změně působících sil. Uťahovací prvek je zašroubován na přivařenou matici k obráběnému dílu a navíc je doplněn o pružinu, která slouží proti povolení chvěním. Rozměry utahovacích prvků jsou v příloze C.



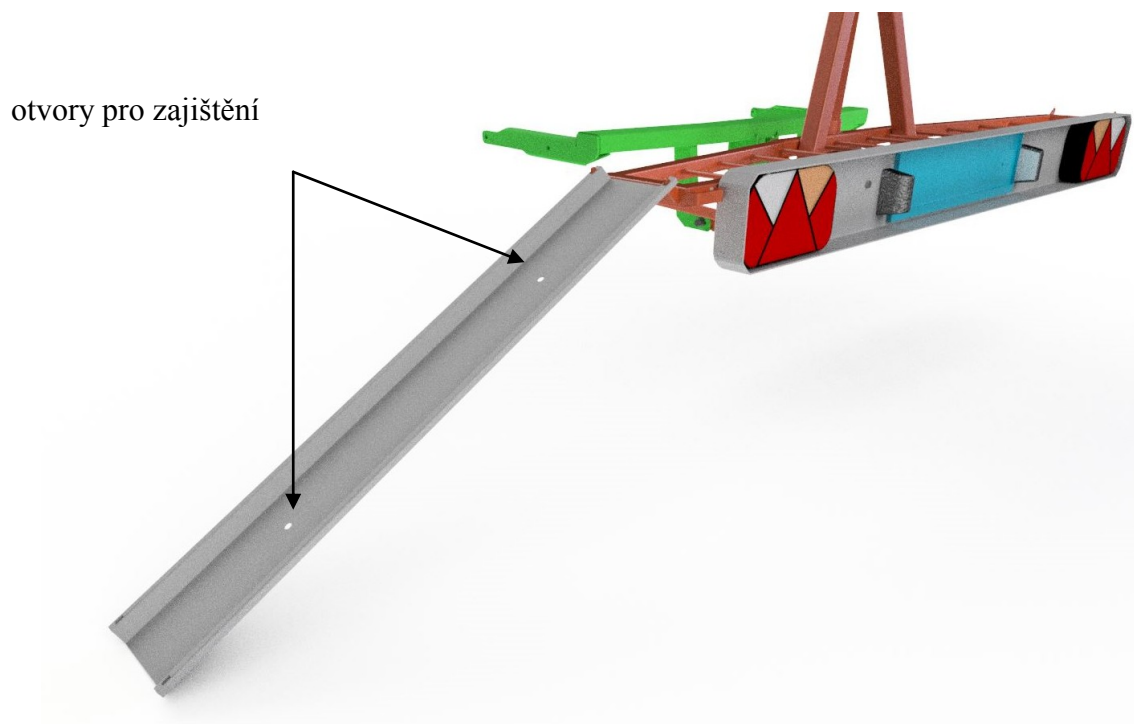
Obr. 16 Zajištění u koule

Jelikož při naložení motocyklu dojde k zakrytí světel u samostatného automobilu, tak jsem zvolil samostatné osvětlení. Řešení osvětlení můžete vidět na obr. 17. Zvolil jsem sdrúženou svítidnu Multipoint II pravá a levá od firmy ASPÖCK [16]. Sdrúžená svítidna obsahuje i osvětlení SPZ. Vzhledem k větší vzdálenosti svítidel od SPZ volím samostatné osvětlení SPZ FT-022. Kabeláž bude vedena uvnitř rámu konstrukce a bude napojena na 7-pólovou zástrčku. V místech otvorů v rámu budou vloženy kabelové průchodky pro ochránění kabelu od prodření. Pro umístění SPZ je důležité mít taky podložku pro připevnění registrační značky.



Obr. 17 Detail ochranného krytu s osvětlením

Nájezd jsem volil ze zahnutého plechu. Nájezd má otvory pro háčky, které jsou na nosiči a slouží k ustavení do polohy pro naložení motocyklu. Nájezdová poloha je na obr. 18. Pro převoz nájezdu jsou na nosiči umístěny přivařené šrouby. Nájezd se zajišťuje pomocí utahovacího hvězdicového kolečka VCT.40 FP-M8. Katalog hvězdicového kolečka je v příloze D Z důvodu, aby nedošlo k povolení kolečka, doporučuji nájezd dávat v poloze, kdy budou otvory vzhůru. To z důvodu aby došlo k předeptnutí šroubu využitím prohnutí nájezdu. Převrácení poloha je k nahlédnutí na obr. 13.



Obr. 18 Nájezdová poloha

5. Výpočty

5.1. Určení zatěžujících sil

Zatěžování budu hodnotit z hlediska maximální síly ze zpomalení 6 g a z reálných sil, které můžou na nosič působit při brzdění a akceleraci. Velikosti sil budu odvozovat z předem zjištěného zrychlení a z hmotnosti motocyklu a nosiče. Max. hmotnost motocyklu je zadaná 120 kg a hmotnost nosiče je podle výpočtu programu Autodesk Inventor 26,3 kg, v této hmotnosti nejsou zahrnuty hmotnosti světel a SPZ s jejím držákem. Velikost bezpečnosti volím u reálných sil $k=2$. U vodorovné maximální síly nepřidávám bezpečnost a slouží jako orientační. U sil působících zrychlení automobilu udávám záměrně ve výsledcích opačné znaménko. Je to z důvodů, aby u následujících výpočtů nebylo nutné měnit použité vzorce.

Síly působící od hmotností:

$$m = 120 \text{ kg}, T = 26,3 \text{ kg}, g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, k = 2$$

Kde:	m.....	hmotnost motocyklu	[kg]
	T.....	hmotnost nosiče	[kg]
	g.....	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
	k.....	koeficient bezpečnosti	[-]

$$a_{ZP} = 10,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, a_{ZR} = 3,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_{MAX} = 6 \cdot g = 6 \cdot 9,81 = 58,86 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde:	a_{MAX}	maximální zpomalení	[m·s ⁻²]
------	-----------------	---------------------	----------------------

$$F_S = m \cdot g \cdot k = 120 \cdot 9,81 \cdot 2 = 2354,4 \text{ N}$$

Kde: F_Ssíla od motocyklu působící ve svislém směru [N]

$$F_{MAX} = m \cdot a_{MAX} = 120 \cdot 58,86 = 7063,2 \text{ N}$$

Kde: F_{MAX}síla od motocyklu při maximálním zpomalení [N]

$$F_{ZP} = m \cdot a_{ZP} \cdot k = 120 \cdot 10,96 \cdot 2 = 2630,4 \text{ N}$$

Kde: F_{ZP}síla od motocyklu při zpomalení [N]

$$F_{ZR} = m \cdot a_{ZR} \cdot k = 120 \cdot 3,9 \cdot 2 = -936 \text{ N}$$

Kde: F_{ZR}síla od motocyklu při zrychlení [N]

$$T_S = T \cdot g \cdot k = 26,3 \cdot 9,81 \cdot 2 = 516 \text{ N}$$

Kde: T_Ssíla od nosiče působící ve svislém směru [N]

$$T_{MAX} = T \cdot a_{MAX} = 26,3 \cdot 58,86 = 1548 \text{ N}$$

Kde: T_{MAX}síla od nosiče při maximálním zpomalení [N]

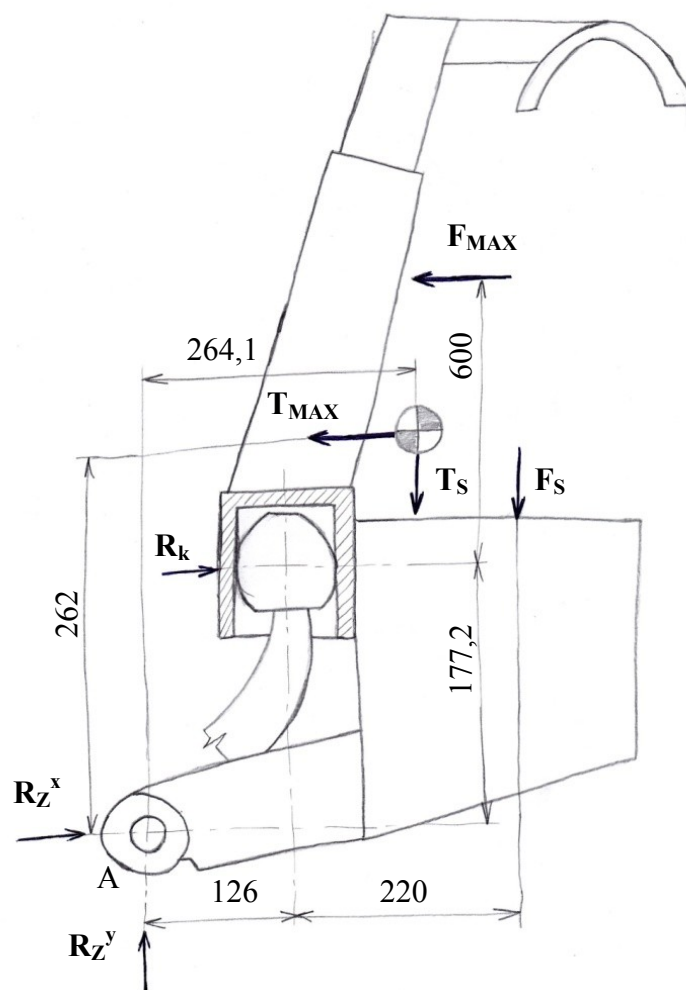
$$T_{ZP} = T \cdot a_{ZP} \cdot k = 26,3 \cdot 10,96 \cdot 2 = 576,5 \text{ N}$$

Kde: T_{ZP}síla od nosiče při zpomalení [N]

$$T_{ZR} = T \cdot a_{ZR} \cdot k = 26,3 \cdot 3,9 \cdot 2 = -205,1 \text{ N}$$

Kde: T_{ZR}síla od nosiče při zrychlení [N]

Výpočet reakcí působící na tažné zařízení



Obr. 19 Reakce na rámu nosiče

Kde R_kreakce v místě koule [N]

R_Z^x reakce u čepu ve směru x [N]

R_Z^y reakce u čepu ve směru y [N]

$$\sum F_{iy} = 0 \quad \rightarrow \quad -F_S - T_S + 2 \cdot R_Z^y = 0 \quad \rightarrow$$

$$R_Z^y = \frac{F_S + T_S}{2} = \frac{2354,4 + 516}{2} = \underline{\underline{1435,2 \text{ N}}}$$

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$F_{MAX} \cdot (177,2 + 600) + T_{MAX} \cdot 262 - T_s \cdot 264,1 - R_k \cdot 177,2 - F_s \cdot (126 + 220) = 0$$

$$R_k = \frac{F_{MAX} \cdot (177,2 + 600) - F_s \cdot (126 + 220) + T_{MAX} \cdot 262 - T_s \cdot 264,1}{177,2}$$

$$R_k = \frac{7063,2 \cdot (177,2 + 600) - 2354,4 \cdot (126 + 220) + 1548 \cdot 262 - 516 \cdot 264,1}{177,2}$$

$$R_k = \underline{\underline{27901,8 \text{ N}}}$$

$$\sum F_{ix} = 0 \quad \rightarrow \quad -F_v - T_v + R_k + 2 \cdot R_z^x = 0 \quad \rightarrow \quad R_z^x$$

$$R_z^x = \frac{F_{MAX} + T_{MAX} - R_k}{2} = \frac{7063,2 + 1548 - 27901,8}{2} = \underline{\underline{-9645,3 \text{ N}}}$$

Pro výpočty s reálnými hodnotami působících na body připojení u tažného zařízení jsem zaměnil síly F_{MAX} , T_{MAX} za síly F_{ZP} , T_{ZP} a F_{ZR} , T_{ZR} . Výsledky jsem zapsal do Tab. 1.

Tab. 1 Síly působící na body připojení tažného zařízení

	a_{MAX}	a_{ZP}	a_{ZR}
R_z^x [N]	-9645,3	-1908,1	4316,8
R_z^y [N]	1435,2	1435,2	1435,2
R_k [N]	27901,8	7023,1	-9774,8

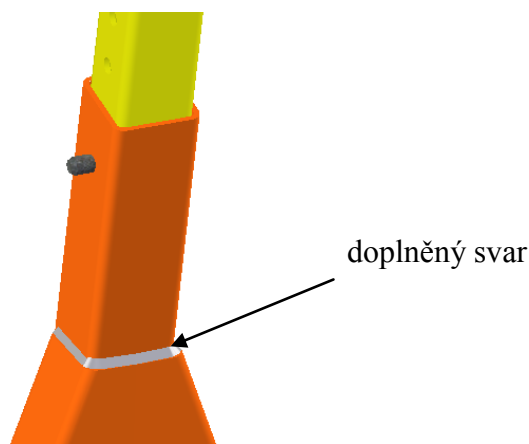
5.2. MKP analýzy

Metodou konečných prvků provedu kontrolu konstrukce rámu nosiče. Kontrolu budu provádět v programu Autodesk Inventor 2016. Z důvodů, že se na nosiči nachází i prvky které nejsou vytvořené přes rámovou konstrukci, tak nebudu používat analýzu rámových konstrukcí, ale pevnostní analýzu.

Analýza rámových konstrukcí - Slouží ke kontrole pnutí v rámech vytvořením prutů a uzlů, které je spojují. Funguje správně pouze u celých modelů vytvořených přes rámovou konstrukci.

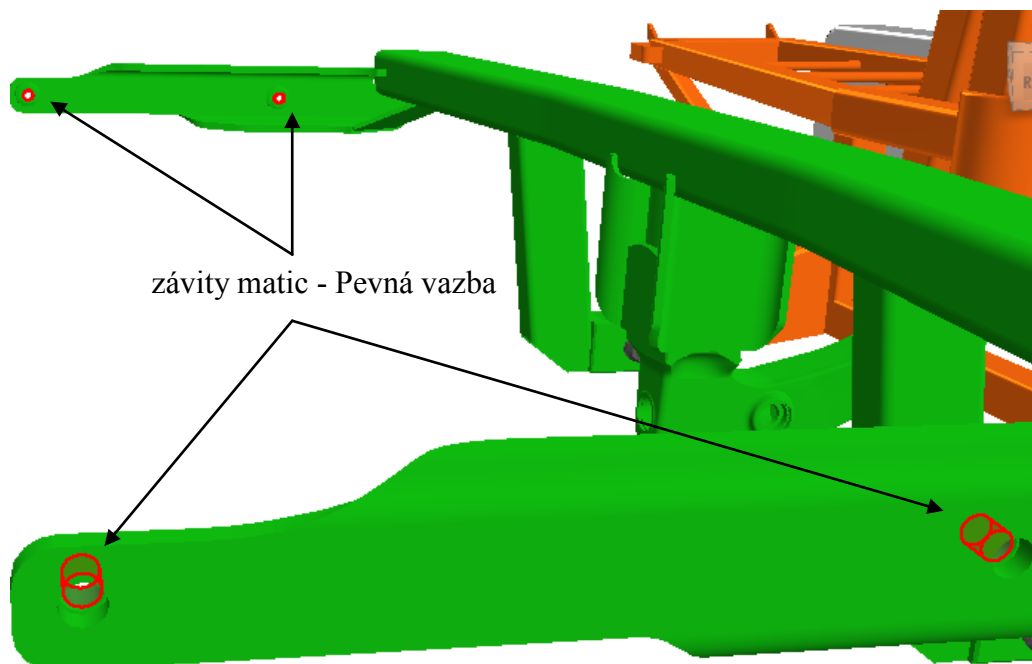
Pevnostní analýza - Kontroluje celý obsah vytvořeného modelu. Model se skládá z prvků a bodů. Pomocí síťování proběhne rozložení výpočtových úseků v modelu. Výpočet může být špatným síťováním nepřesný, a proto je důležité vzhledem k výsledkům brát ohled na síťování a případně jej upravit změnou velikosti prvků. Čas výpočtu je v tomto případě obtížnější a tím pádem delší oproti analýze rámových konstrukcí.

U pevnostní analýzy jsem nejdříve vyloučil prvky, které jsou pro kontrolu zbytečné a navyšují čas výpočtu. Vyloučil jsem veškeré šrouby a matice. Také jsem vyloučil gumovou vložku na zádržné tyči, nájezd, sdružené svítlny, osvětlení a podložku SPZ. Jelikož se při simulacích objevovaly problémy se staženými modely čepů GN 114.2, tak jsem je vyměnil za klasické čepy ISO 2341. Po výměně čepů probíhaly analýzy v místech připojení správně. Ze simulace jsem vyloučil kolíky pro dočasné zajištění, ochranný kryt světel. Pro správné realizování svarového spoje na rámu jsem místo u zádržné tyče opatřil svarem, viz obr. 20.



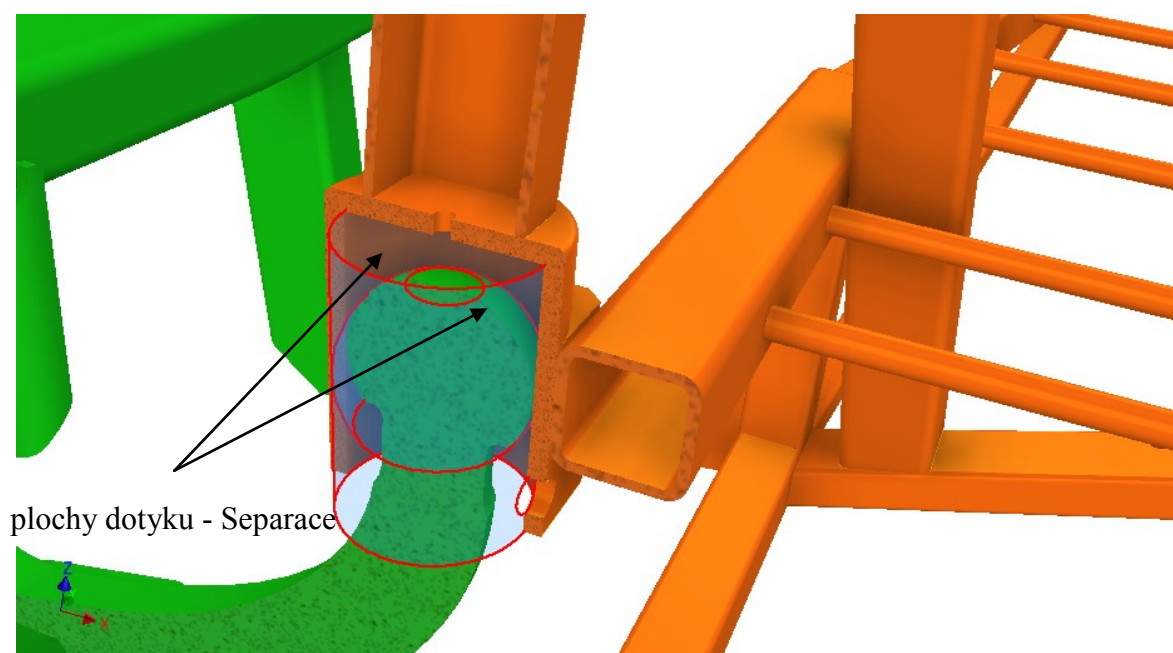
Obr. 20 Svar v místě špatného dotyku

Vazby: Vazby jsem volil pevné v místech závitů matic, ty jsou vidět na obr. 21. Matice jsou pro uchycení šroubů tažného zařízení k rámu automobilu. Takto vidím, že bude nejvěrohodněji nahrazeno skutečné namáhání, navíc když budu takto kontrolovat pouze nosič, nikoliv tažné zařízení.

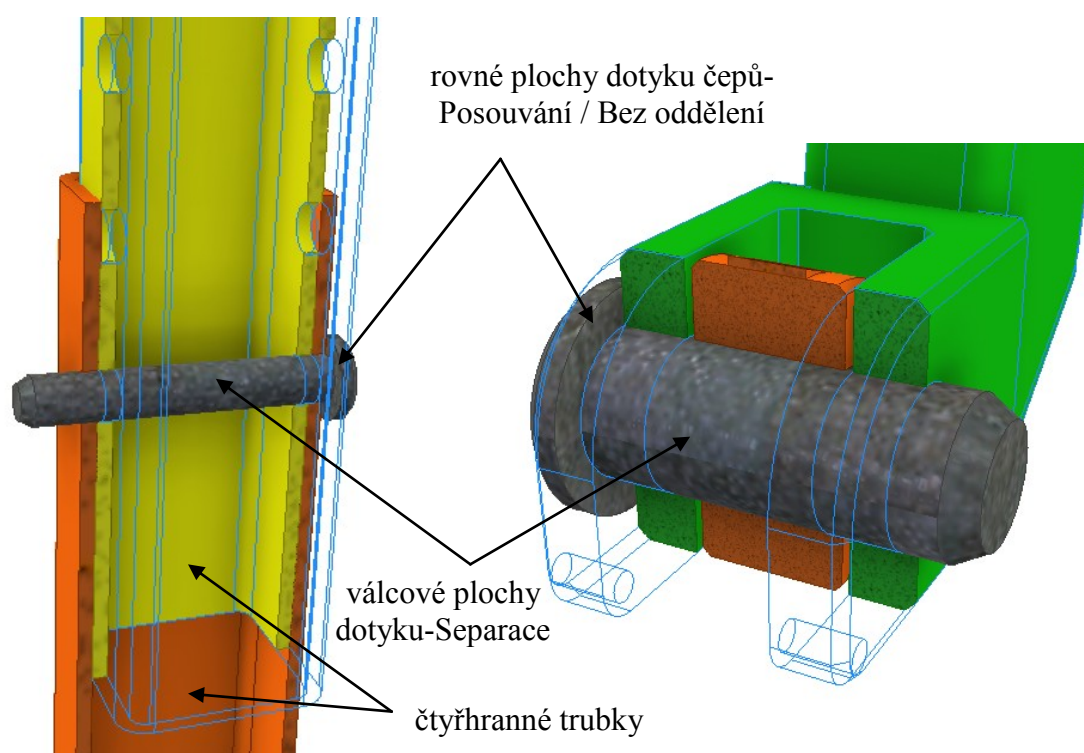


Obr. 21 Vazby

Dotyky: Automatické dotyky jsem nastavil jako vázané. To znamená, že jsou místa spojení prvků definována jako svařovaná, což nám všude nevyhovuje. V místě dotyku plochy koule s válcovou plochou volím dotyk typu separace (Obr. 22). Další dotyky typu separace volím u všech válcových ploch čepů a u ploch dotyku čtyřhranných trubek zádržné tyče s trubicí rámu nosiče (obr. 23). Místa rovných ploch u hlaviček čepu volím jako dotyk Posouvání / Bez oddělení. Při spuštění simulaci doporučuji kontrolu počtu součástí přes řádek s upozorněními. Tak si ověříme, zda jsou prvky rozděleny na potřebný počet částí, kterých má být 6: tažné zařízení, nosič motocyklu, zádržná tyč, 3 x čep.



Obr. 22 Dotyky koule



Obr. 23 Dotyky čepu a trubek

Zatížení: Při zadávání sil vycházím z vypočtených hodnot z kapitoly 5.1. Pro zatěžování od hmotnosti motocyklu použiji sílu F_s kterou zadávám na hranu trubky a na horní část povrchu kruhové tyče. Tuto jednu sílu zadávám pro plochy umístěné u předního i zadního kola (Obr. 24 a 25). Síly působící od zpomalení a zrychlení zadávám na místo, kde bude motocykl držen za sedadlo. Abychom zadali správně sílu, musíme dříve vypočtené hodnoty síly přepočítat na výšku uchycení (Tab. 2). Výška uchycení na zádržné tyči je 942 mm. Beru v úvahu hmotnost nosiče, proto jsem příkazem gravitace zadal její vyhodnocení. To probíhá s ohledem na hmotnost nosiče v simulaci automaticky, takže sílu zadávat nemusím.

$$F_{MAX} \cdot 600 = F_{MAX}^H \cdot 942$$

$$F_{MAX}^H = \frac{F_{MAX} \cdot 600}{942} = \frac{7063,2 \cdot 600}{942} = 4499 \text{ N}$$

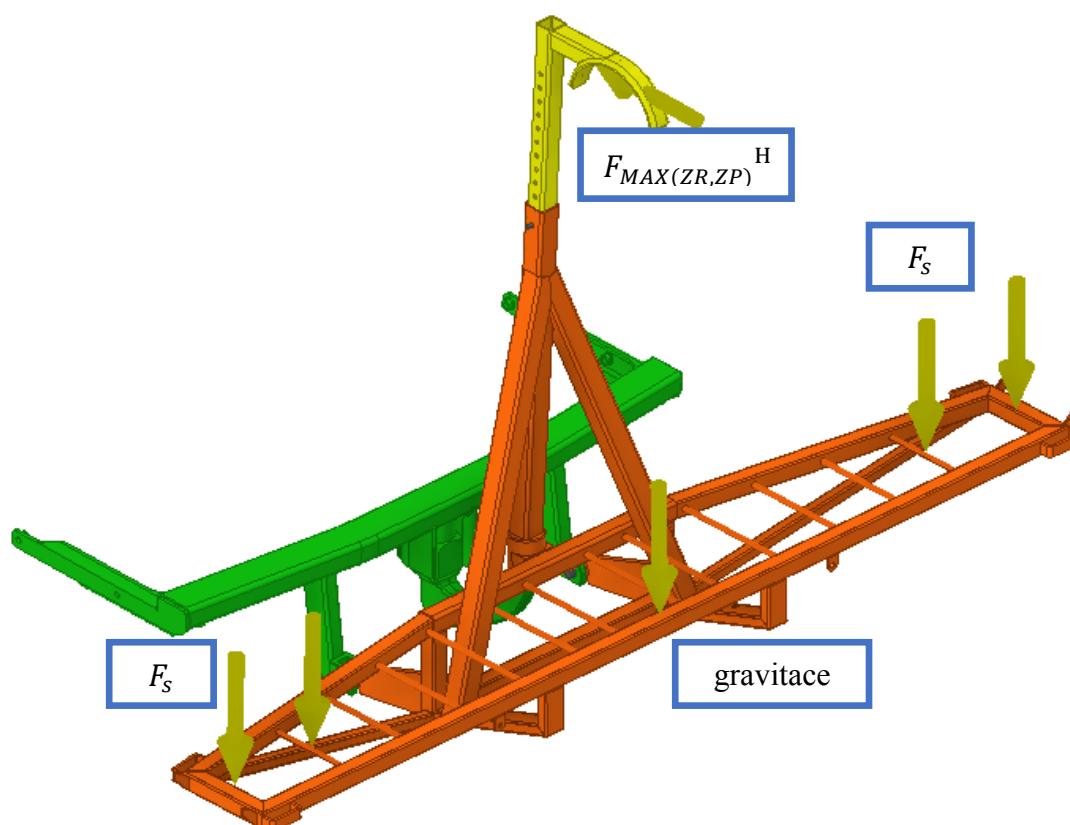
Kde: F_{MAX}^H ...síla při maximálním zpomalení v místě zádržné tyče [N]

F_{ZR}^H ...síla od motocyklu při zrychlení v místě zádržné tyče [N]

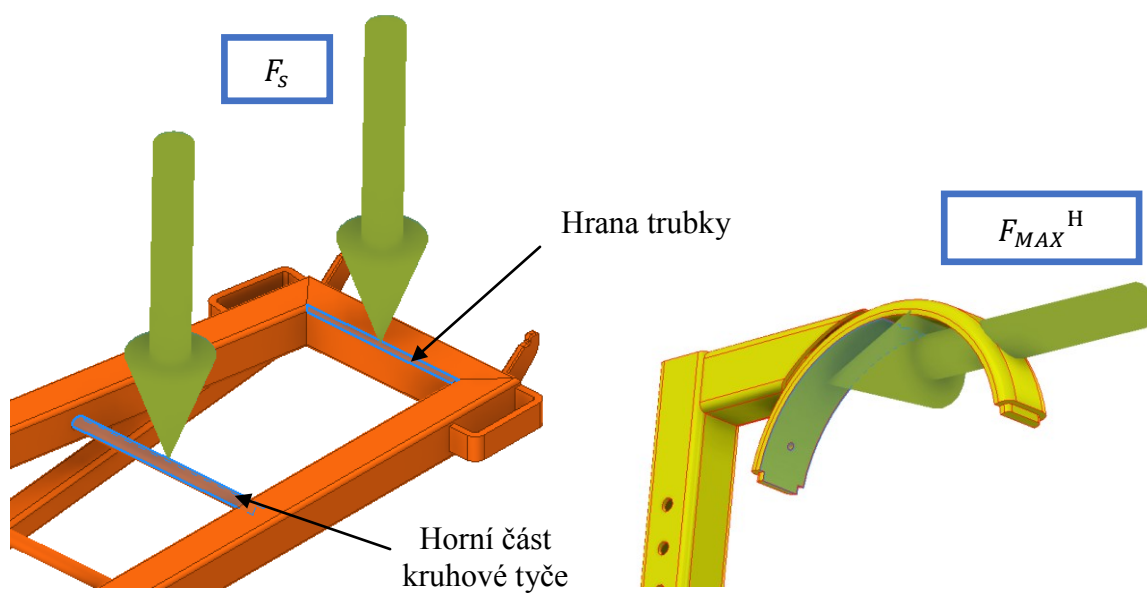
F_{ZP}^H ...síla od motocyklu při zpomalení v místě zádržné tyče [N]

Tab. 2 Tabulka aplikovaných sil pro simulace

	a_{max}	a_{ZP}	a_{ZR}
$F_{MAX}^H, F_{ZP}^H, F_{ZR}^H$ [N]	4499	1675,4	596,2
F_s [N]	2354,4	2354,4	2354,4

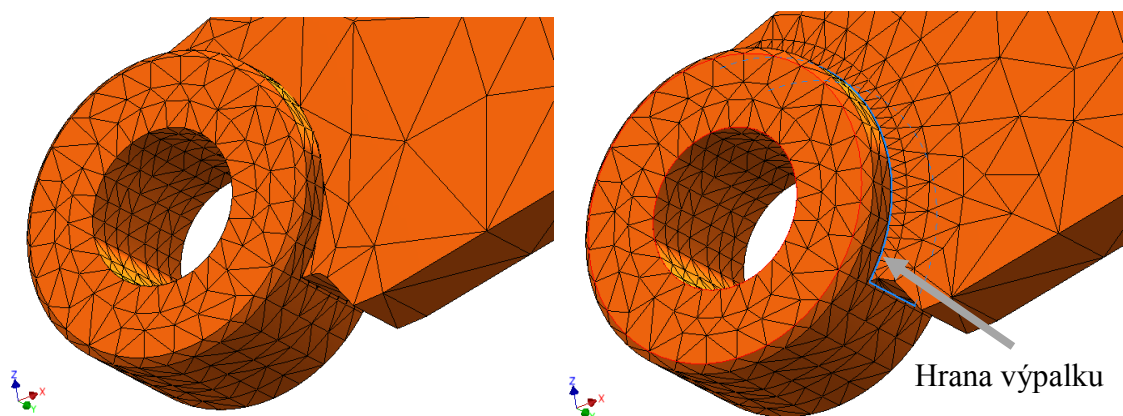


Obr. 24 Zatěžující síly



Obr. 25 Detail zadání sil

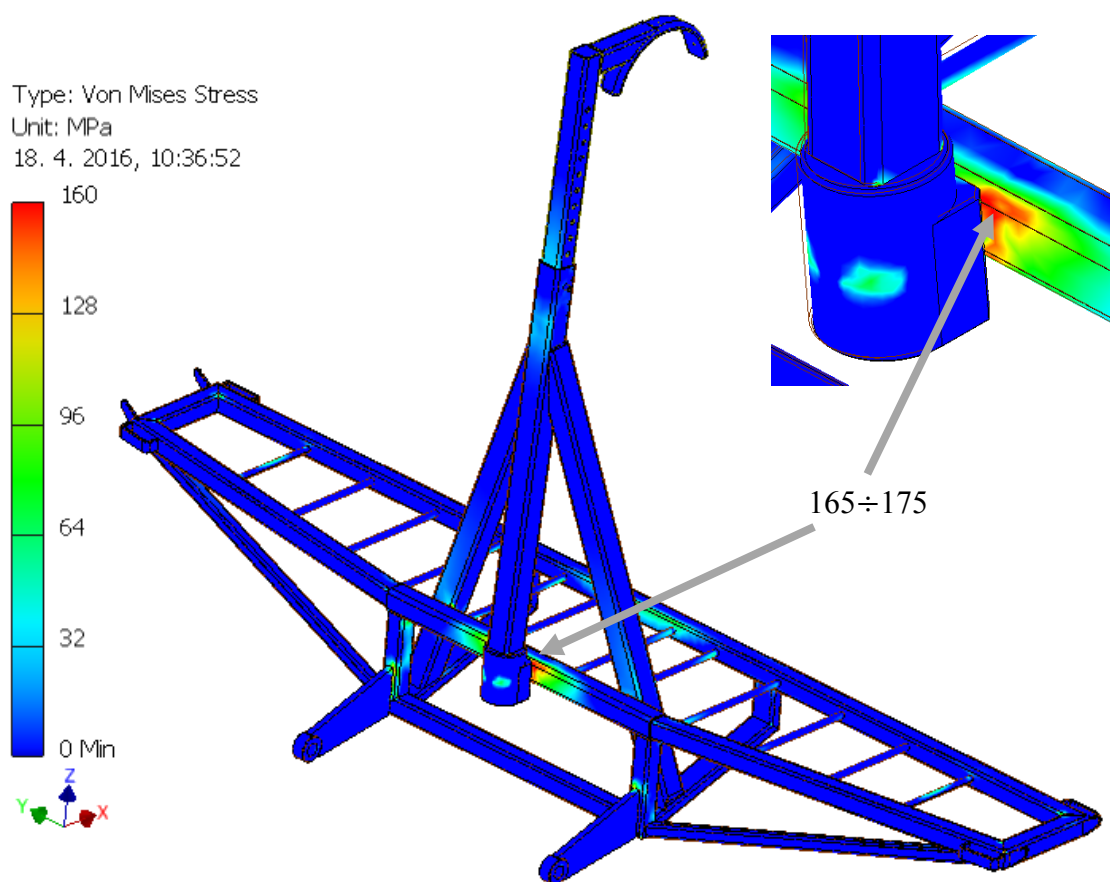
Sít': Při vytváření sítě jsem zaměnil tvar prvku na zakřivené. Základní hodnoty sítě jsem nijak neupravoval. Po pohledu na výsledky a na sít' jsem upravil místa svaru ok s výpalky. Zde docházelo ke koncentraci napětí v některých uzlech. Velikost prvku jsem zvolil 2 mm a umístil jsem je na hrany výpalku. Na Obr. 26 můžeme vidět změnu sítě u ok před a po úpravě.



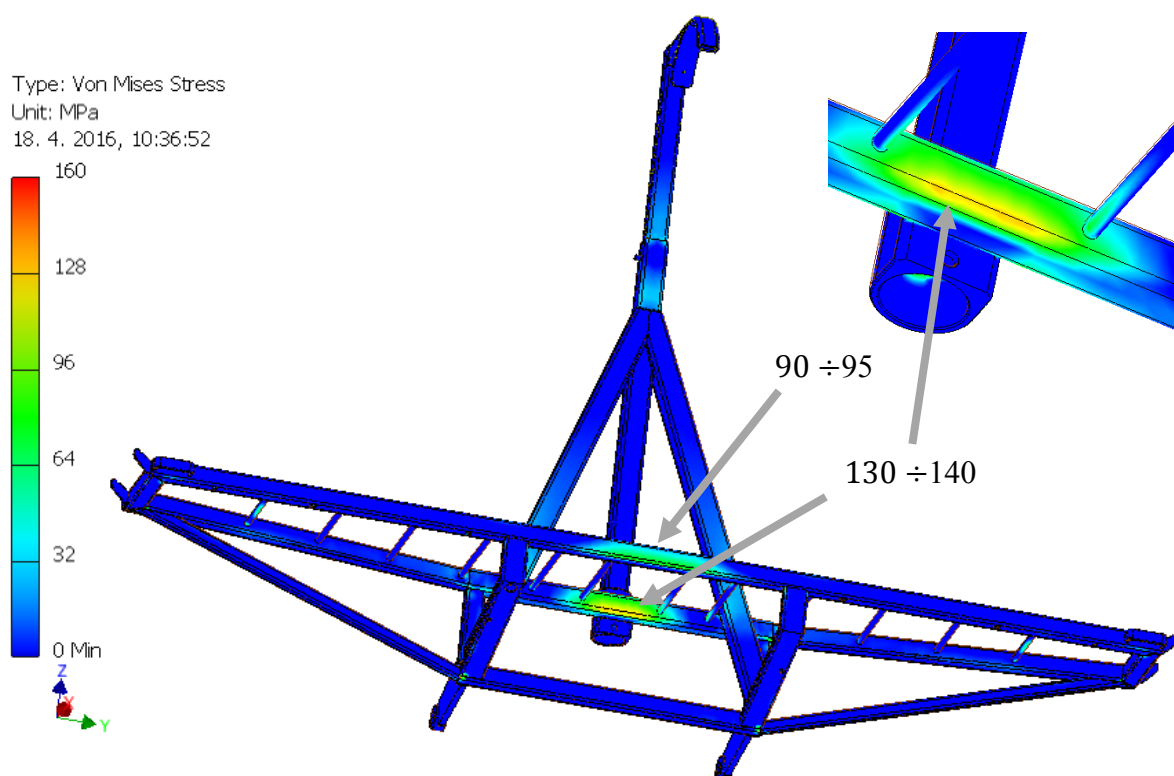
Obr. 26 Úprava sítě u ok

Výsledky MKP analýzy:

Reálné zrychlení - Při skutečném zrychlení jde na Obr. 27 a 28 vidět, že větší namáhání nosiče je pouze v určitých místech. Nejvíce namáhaným místem je spojení protikusu koule s trubicí. Hodnoty napětí dosahují v maximech $160 \div 180$ MPa.

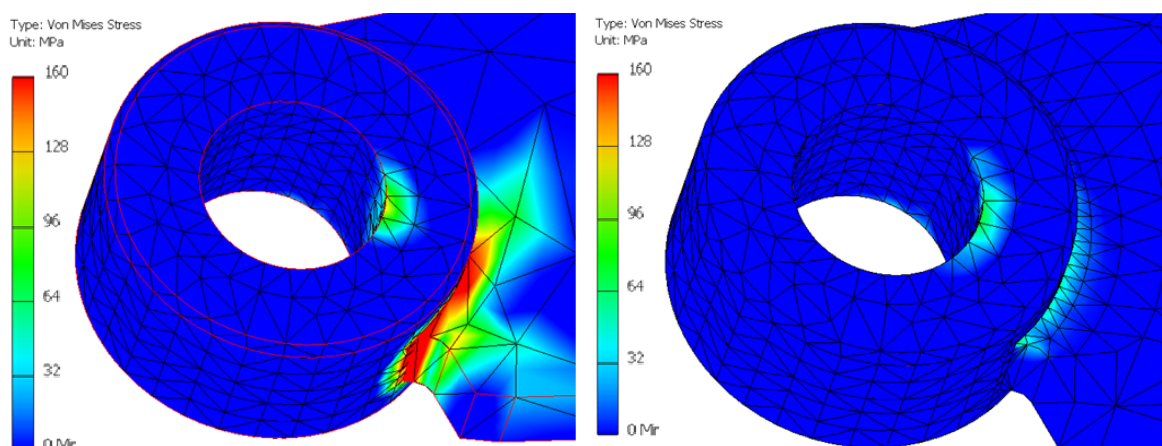


Obr. 27 Výsledek simulace pro reálné zrychlení 1



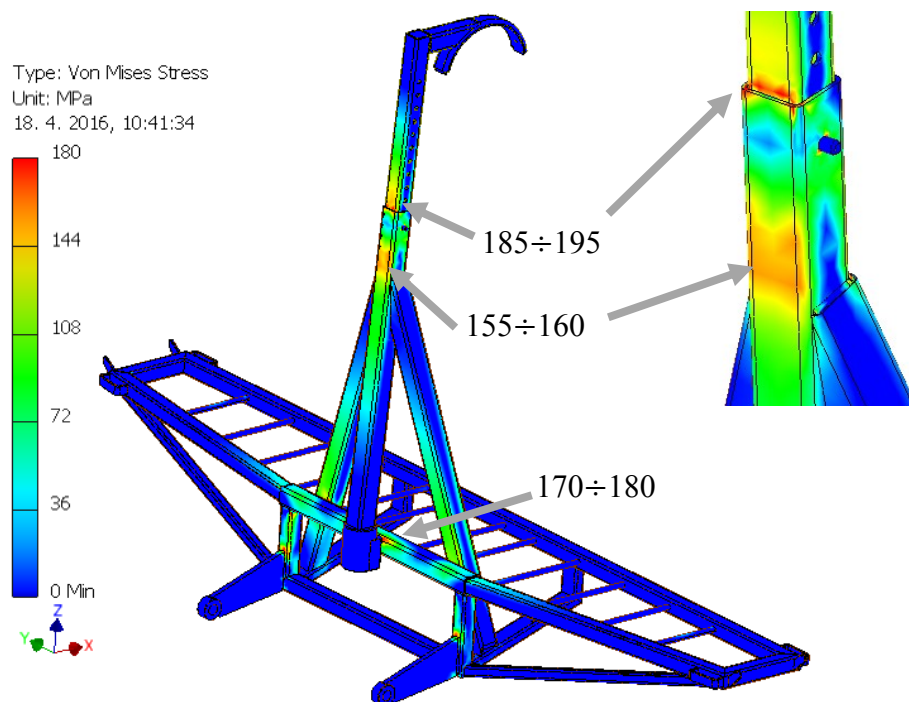
Obr. 28 Výsledek simulace pro reálné zrychlení 2

Úprava sítě provedena u ok lze vidět na obr. 29. Výsledky jsou naprosto rozdílné. Bez upravené sítě došlo k napětí až přes hodnotu 160 MPa. U upravené sítě by napětí v místech svaru nemělo přesahovat 90 MPa.

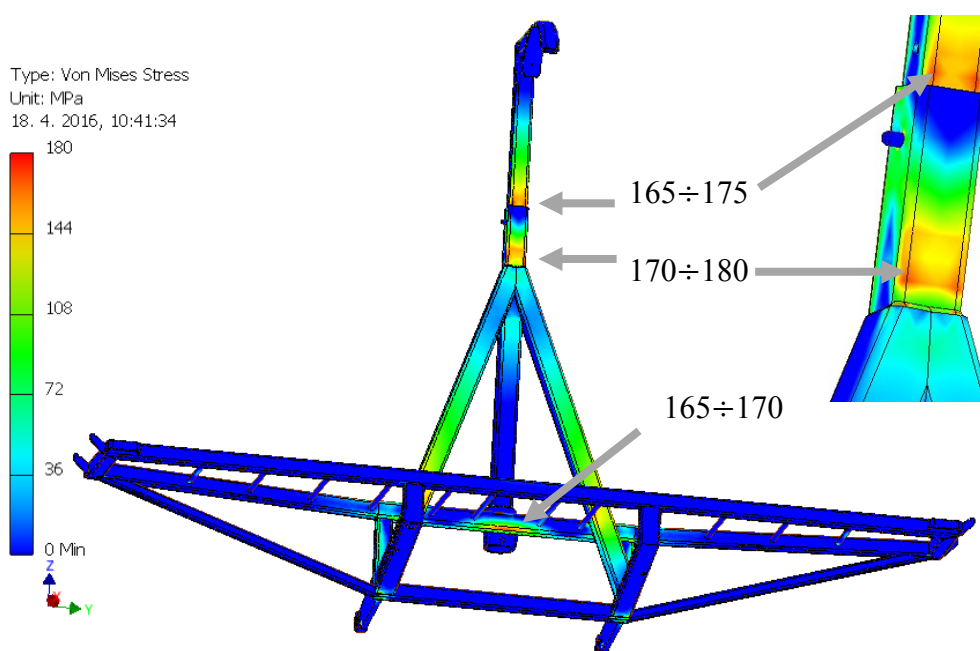


Obr. 29 Výsledky při úpravě sítě u ok

Reálné zpomalení - Napětí na nosiči jsou menší než hodnota meze kluzu. Tím pádem můžeme výsledky brát za relevantní, protože napětí jsou v mezi Hookova zákona. Největší napětí působí od vodorovné síly. Vzhledem k působícím silám beru výsledky za reálné. Napětí dosahují maximálních hodnot mezi 180÷200 MPa (obr. 30 a obr. 31).

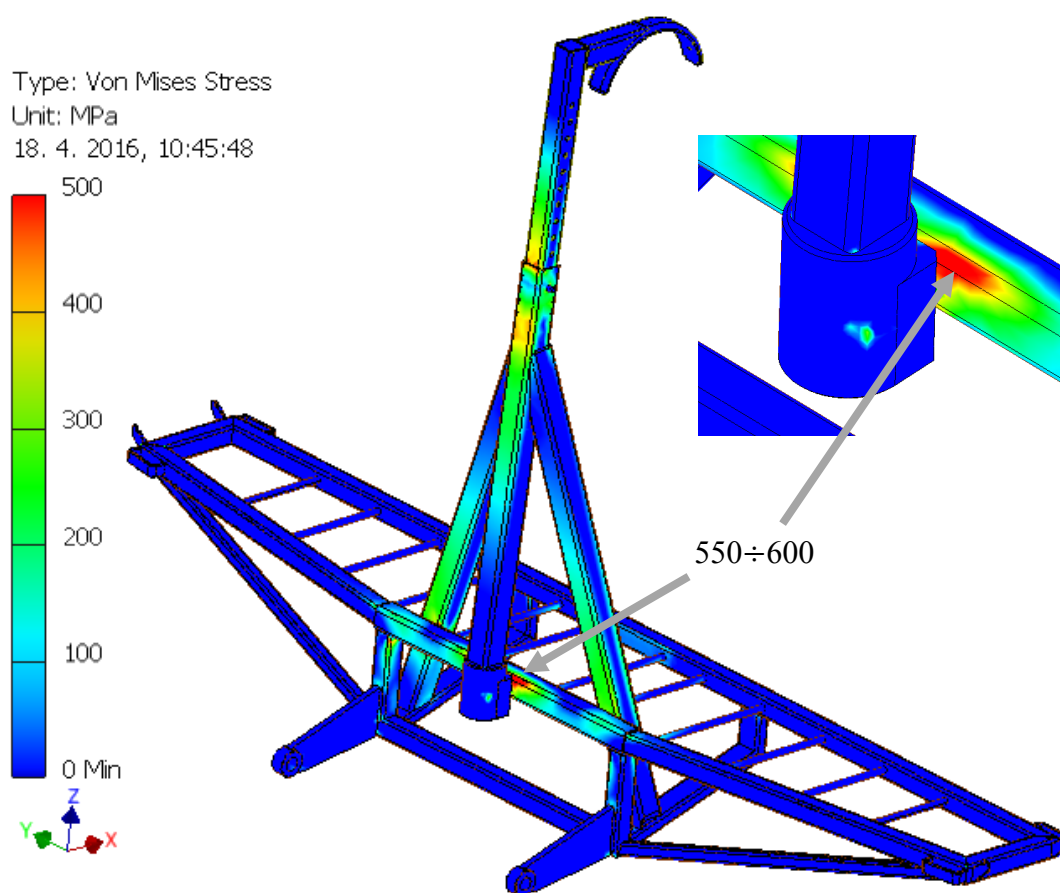


Obr. 30 Výsledek simulace pro reálné zpomalení 1



Obr. 31 výsledek simulace pro reálné zpomalení 2

Maximální zatížení - U analýzy pro maximální zatížení docházelo k napětím ve stejných místech jako pro reálné zpomalení (obr. 32). Hodnoty byly navýšeny na maximální napětí dosahující až 600 MPa v místech protikusu koule. Jak jsem již dříve zmínil, toto napětí беру pouze jako informativní k vytipování kritických míst možných u homologační zkoušky. Program Autodesk Inventor 2016 počítá pouze s lineární analýzou, a proto nemůžu napětí u maximálních zatížení brát v úvahu. Napětí jsou nad mezí kluzu materiálu a nedají se předpokládat stejné deformace, které jsou v oblasti Hookova zákona.

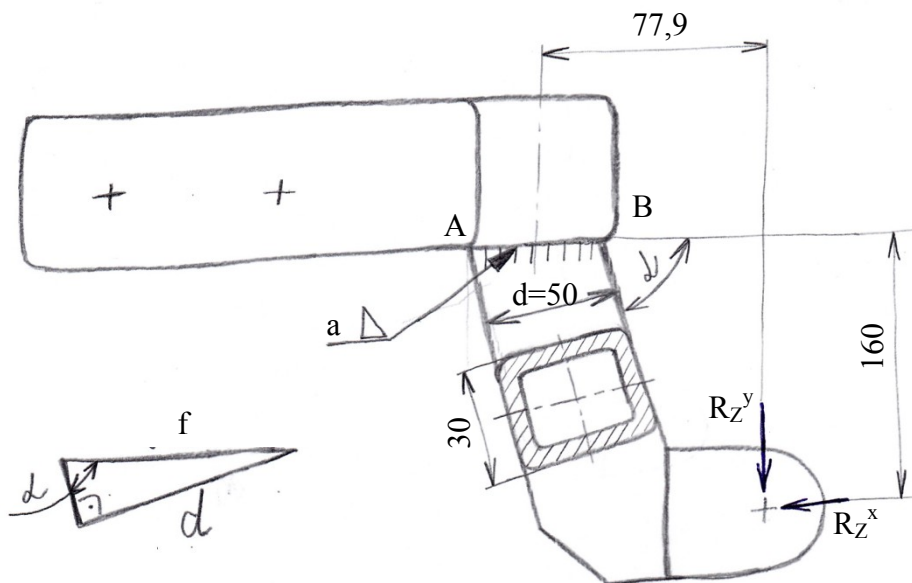


Obr. 32 Výsledek simulace pro maximální zatížení

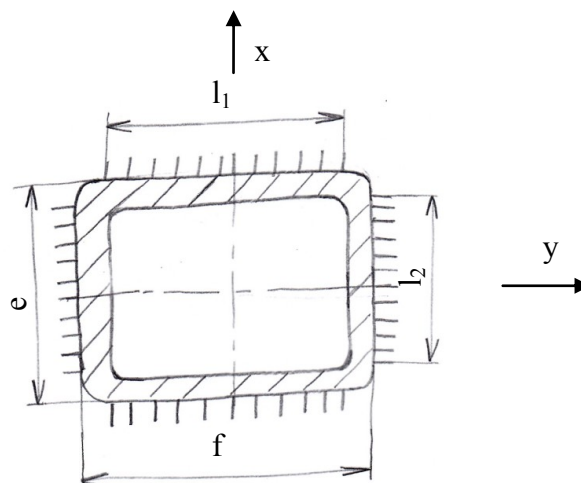
5.3. Analytické výpočty

- **Kontrola svaru na tažném zařízení:**

Touto kontrolou chci ověřit, zda by svary přivařených úchytů na stávající tažné zařízení vydržely danému namáhání. U těchto výpočtů je potřeba využít Steinerovu větu pro zahrnutí všech svarů do ohybového momentu. Steinerova věta slouží pro výpočet momentu setrvačnosti rotujícího tělesa kolem jeho osy. Zde ji můžete vidět v rovnici č. 1 při výpočtu I_{x2} . V této rovnici můžete také vidět základní rovnici momentu setrvačnosti pro těleso tvaru obdélníku rotující kolem osy x viz obr. 34. K základní rovnici tvaru se přičítá násobek plochy a středu setrvačnosti tělesa, v tomto případě svaru. Důležité je počítat napětí v místech svaru A a B. Tady dochází otáčením kolem těžiště v místě svaru k změně pnutí. Změny jsou patrné u rovnic č. 2 a č. 3 záměnou znamének. Pro τ_s vybírám větší hodnotu. Výsledky jsou zapsány v tabulce 3.



Obr. 33 Zatěžování svaru



Obr. 34 Rozložení rozměrů svaru

Rozměry svaru

$$a = 3,5 \text{ mm} , \alpha = 82^\circ$$

Kde: ajmenovitá tloušťka svaru [mm]

αúhel sklonu úchytu [°]

$$f = \frac{d}{\sin \alpha} = \frac{50}{\sin 82^\circ} = 50,49 \cong 50,5 \text{ mm}$$

Kde: dšířka profilu [mm]

fskutečná šířka profilu [mm]

$$l_1 = f - 2 \cdot a = 50,5 - 2 \cdot 3,5 = 43,5 \text{ mm}$$

Kde: l_1délka svaru v ose y [mm]

$$l_2 = e - 2 \cdot a = 30 - 2 \cdot 3,5 = 23 \text{ mm}$$

Kde: evýška profilu [mm]

l_2délka svaru v ose x [mm]

Výpočet momentu setrvačnosti

$$I_{x1} = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot a \cdot l_1^3 = \frac{1}{6} \cdot 3,5 \cdot 43,5^3 = 48015,84 \cong 48015,8 \text{ mm}^4$$

Kde: I_{x1}moment setrvačnosti kolem osy x prvního svaru [mm⁴]

$$I_{x2} = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot l_2 \cdot a^3 + l_2 \cdot a \cdot \left(\frac{f+a}{2} \right)^2 \right] \quad (1)$$

Kde: I_{x2}moment setrvačnosti kolem osy x druhého svaru [mm⁴]

$$I_{x2} = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 23 \cdot 3,5^3 + 23 \cdot 3,5 \cdot \left(\frac{50,5 + 3,5}{2} \right)^2 \right] = 117533,35 \cong 117533,4 \text{ mm}^4$$

$$W_o = \frac{I_x}{R} = \frac{I_{x1} + I_{x2}}{\frac{f}{2} + a} = \frac{117533,4 + 48015,8}{\frac{50,5}{2} + 3,5} = 5758,23 \cong \underline{\underline{5758,2 \text{ mm}^3}}$$

Kde: W_oprůřezový modul v ohybu [mm³]

Výpočet napětí

$$\tau_{\perp R_z^y} = \frac{R_z^y}{S} = \frac{R_z^y}{2 \cdot a \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{1435,2}{2 \cdot 3,5 \cdot (43,5 + 23)} = 3,083 \cong 3,1 \text{ MPa}$$

Kde: $\tau_{\perp R_z^y}$ napětí na svaru od kolmé síly R_z^y [MPa]

$$\tau_{\parallel R_z^x} = \frac{R_z^x}{S} = \frac{R_z^x}{2 \cdot a \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{-9645,3}{2 \cdot 3,5 \cdot (43,5 + 23)} = -20,72 \cong -20,7 \text{ MPa}$$

Kde: $\tau_{\parallel R_z^x}$ napětí na svaru od rovnoběžné síly R_z^x [MPa]

$$\tau_{\perp MoR_z^x} = \frac{MoR_z^x}{W_o} = \frac{R_z^x \cdot 160}{W_o} = \frac{-9645,3 \cdot 160}{5758,2} = -268 \text{ MPa}$$

Kde: $\tau_{\perp MoR_z^x}$ napětí na svaru od momentu MoR_z^x [MPa]

MoR_z^x moment od reakce R_z^x [MPa]

$$\tau_{\perp}^{MoR_z^y} = \frac{MoR_z^y}{W_o} = \frac{R_z^y \cdot 77,9}{W_o} = \frac{1435,2 \cdot 77,9}{5758,2} = 19,4 \text{ MPa}$$

Kde: $\tau_{\perp}^{MoR_z^y}$ napětí na svaru od momentu MoR_z^y [MPa]

MoR_z^y moment od reakce R_z^y [MPa]

$$\tau_s^A = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{R_z^y} + \tau_{\perp}^{MoR_z^x} + \tau_{\perp}^{MoR_z^y}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{R_z^x}}{k_4}\right)^2} \quad (2)$$

Kde: τ_s statické napětí ve svaru [MPa]

k_3, k_4 převodní součinitel svarového spoje [MPa]

$$\tau_s^A = \sqrt{\left(\frac{3,1 + 268 - 19,4}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{-20,7}{0,65}\right)^2} = 337,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_s^B = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{R_z^y} - \tau_{\perp}^{MoR_z^x} - \tau_{\perp}^{MoR_z^y}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{R_z^x}}{k_4}\right)^2} \quad (3)$$

$$\tau_s^B = \sqrt{\left(\frac{3,1 - 268 + 19,4}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{-20,7}{0,65}\right)^2} = 328,9 \text{ MPa}$$

$\tau_D = \beta \cdot Re \gg$ další bezpečnost do všech zatížení nepřidávám, jsou zahrnuta u působících sil

Kde: τ_D dovolené napětí ve svaru [MPa]

β součinitel tloušťky koutového svaru [-]

Re mez kluzu [MPa]

$$z = \sqrt{2} \cdot a = \sqrt{2} \cdot 3,5 = 4,95 \text{ mm}$$

Kde: z jmenovitá šířka svaru [mm]

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 4,95 = 1,1515 \quad \gg \quad \beta \text{ pro } z < 10 \text{ mm}$$

$$\tau_D = \beta \cdot Re = 1,1515 \cdot 355 = 408,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_D \quad \underline{\underline{337,1 < 408,5 \text{ [MPa]}}} \quad \gg \quad \text{svary s tloušťkou } a=3,5\text{mm vyhovují}$$

Tab. 3 Napětí u svaru tažného zařízení

	a_{\max}	a_{ZP}	a_{ZR}
τ_s [MPa]	337,1	49,3	190,5

S ohledem na napětí můžu konstatovat, že nosič je dostatečně předimenzován na působící síly. Zde nemůže dojít k problému při fungování, nebo homologaci.

- **Kontrola čepového spoje:**

Kontrola čepového spoje se provádí na ohyb a otláčení. Dovolené hodnoty volím $p_D = 20 \text{ MPa}$, $\sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}$ [3]. Čep je vyroben z nerezové oceli AISI 304. Dovolené napětí v ohybu беру orientační pro ocel 11 600, jelikož jsem pro ocel AISI 304 dovolené napětí nenašel. Tento čep je dutý, ale rozměry otvoru uvnitř čepu nikde nejsou a výrobce uvádí pouze maximální střížnou sílu. Otvor uvnitř čepu volím orientačně s průměrem 5 mm. Účinky působící na čepový spoj jsou zřetelné na obr. 34.

Působící síla

$$R = \sqrt{R_z^{y^2} + R_z^{x^2}} = \sqrt{1435,2^2 + (-9645,3)^2} = 9751,5 \text{ MPa}$$

Kde: $R_{\dots\dots\dots}$ maximální síla na čep při zrychlení [MPa]

$$Ra = \frac{R}{2} = \frac{9751,5}{2} = \underline{\underline{4875,7 \text{ MPa}}}$$

Kde: $Ra_{\dots\dots\dots}$ polovina maximální síly na čep při zrychlení [MPa]

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{Ra \cdot \left(\frac{9}{2} + \frac{22}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d_{\check{c}}^4}{D}}$$

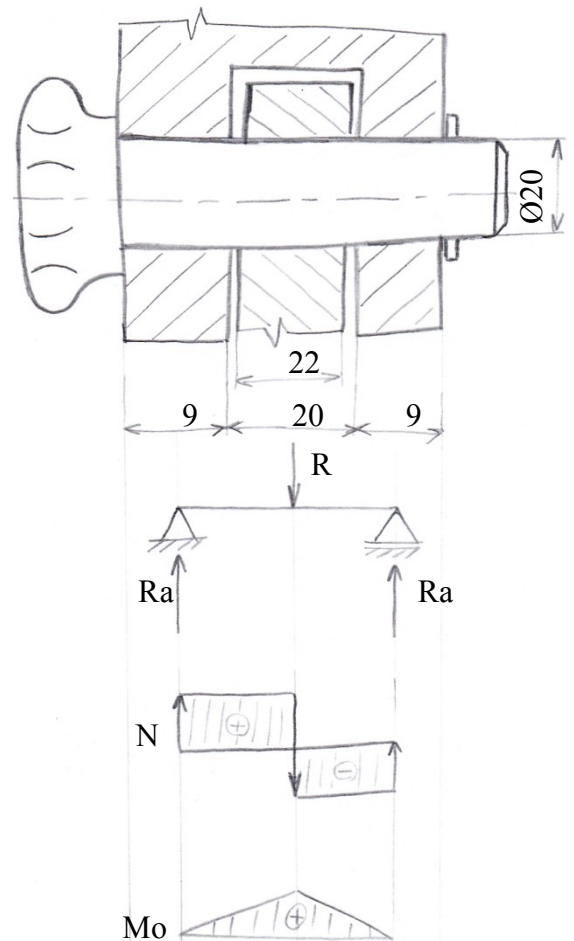
$$\sigma_o = \frac{4875,7 \cdot \left(\frac{9}{2} + \frac{22}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{20^4 - 5^4}{20}} = 96,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$\underline{\underline{96,6 < 120 \text{ [MPa]} \rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

Podmínka napětí v ohybu pro maximální sílu vyšla. Následuje kontrola na otlačení.



Obr. 34 čepový spoj a jeho účinky

Kde: σ_onapětí v ohybu [MPa]

M_omoment ohybu [MPa]

Dvnější průměr čepu [mm]

$d_{\check{c}}$vnitřní průměr čepu [mm]

σ_{Do}dovolené napětí v ohybu [MPa]

Výpočet otlačení

$$p = \frac{Ra}{S} = \frac{Ra}{20 \cdot 9} = \frac{2274,5}{20 \cdot 9} = 12,6 \text{ MPa}$$

Kde: p napětí při otláčení [MPa]

S plocha průřezu [mm²]

$$p \leq p_D \rightarrow \underline{\underline{12,6 < 20[MPa]}} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: p_D maximální napětí při otláčení [MPa]

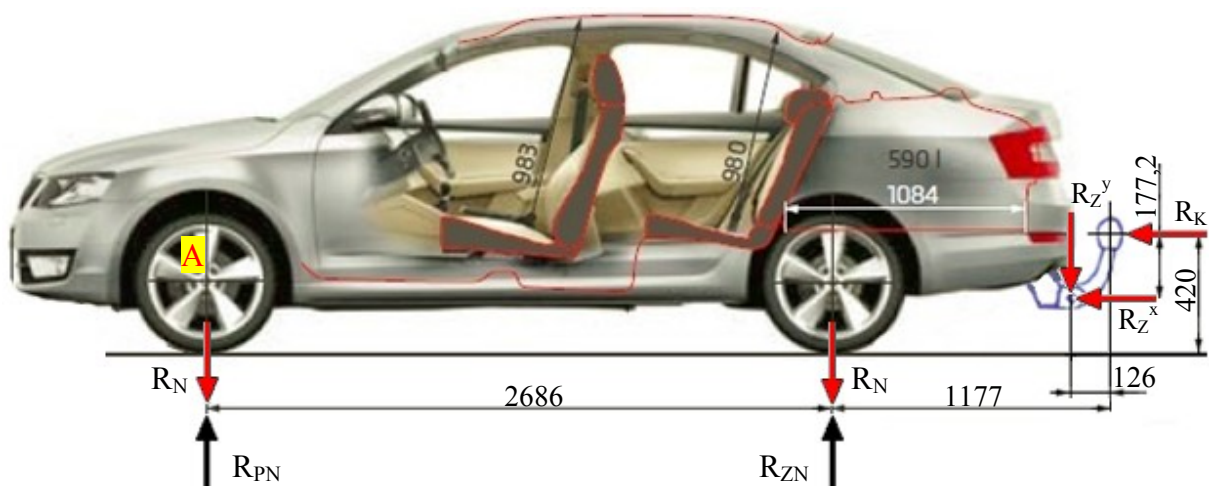
Tab. 4 Síly a napětí na čepu

	a_{MAX}	a_{ZP}	a_{ZR}
R [N]	9751,5	2387,6	4549,1
Ra [N]	4875,7	1193,8	2274,5
σ_o [MPa]	96,6	23,7	45,1
p [MPa]	27	6,6	12,6

Všechny vypočtené možnosti jsem zanesl do Tab. 4 a zvýraznil jsem hodnoty, které беру jako důležité. Vzhledem k napětím, které vzniknou je čepové spojení dostatečně dimenzované a měli by vydržet dlouhodobému provozu.

- **Zatížení náprav automobilu:**

Jak jsem uvedl v části 3.1 tak je důležité neodlehčit přední nápravu automobilu na méně než 30 % maximální technicky přípustné hmotnosti vozidla. Zatížení náprav vozidla s poměrem zatížení přední nápravy k zadní jsem pro daný model vozidla nenašel. Zatížení závisí na pohonné jednotce, počtu pasažérů a nákladu v automobilu. U automobilů s motorem umístěným v přední části automobilu je větší zatížení na přední nápravu. Pro náš případ budu brát tu horší variantu, kdy bude zatížení přední nápravy k zadní nápravě 50 % na 50 %. Samostatné zatížení беру z automobilu, který u nejslabší výkonové verze má pohotovostní hmotnost 1225 kg. Z této hmotnosti budu vycházet, viz příloha E. Jako maximální přípustnou technickou hmotnost беру celkovou hmotnost, která je 1775 kg. U této zkoušky jsem zmenšil síly na polovinu, abych zajistil výsledky, které budou skutečně vznikat. Automobil bude mít pneumatiky 195/65 R15. Rozměry a působení sil je na obr. 35.



Obr. 35 Zatížení náprav

$$R_{PNK} = m_c \cdot g \cdot 0,3 = 1775 \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 5223,8 \text{ N}$$

Kde: R_{PNK}reakce přední nápravy kritická [N]

m_ccelková hmotnost vozidla [kg]

Pneumatika 195/65 R15: 195 šířka pneumatiky [mm]

65 poměr šířky k výšce pneumatiky [%]

R15 průměr disku kol [palce]

$$D_K = 15 \cdot 25,4 + 2 \cdot 195 \cdot 0,65 = 634,5 \text{ mm}$$

195/65 R15

Kde: D_Kprůměr kola [mm]

$$R_N = m_p \cdot g \cdot 0,5 = 1225 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 6008,6 \text{ N}$$

Kde: R_Npočáteční zatížení náprav [N]

m_ppohotovostní hmotnost vozidla [kg]

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$(R_{ZN} - R_N) \cdot 2686 - \frac{2 \cdot R_z^y}{2} \cdot (2686 + 1177 - 126) + \frac{R_K}{2} \cdot \left(420 - \frac{D_K}{2}\right) - \frac{2 \cdot R_z^x}{2} \cdot \left(\frac{D_K}{2} - (420 - 177,2)\right) = 0$$

Kde: R_{ZN}reakce na zadní nápravě [N]

$$R_{ZN} = \frac{R_z^y \cdot (2686 + 1177 - 126) - \frac{R_K}{2} \cdot \left(420 - \frac{D_K}{2}\right) + R_z^x \cdot \left(\frac{D_K}{2} - (420 - 177,2)\right)}{2686} + R_N$$

$$R_{ZN} = \frac{1435,2 \cdot (3737) + 4887,4 \cdot (102) + 4316,8 \cdot (74,5)}{2686} + 6008,6 = \underline{\underline{8217,9 \text{ N}}}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad \rightarrow \quad (R_{PN} - R_N) + (R_{ZN} - R_N) - \frac{2 \cdot R_z^y}{2} = 0$$

Kde: R_{PN}reakce na přední nápravě [N]

$$R_{PN} = +R_z^y - (R_{ZN} - R_N) + R_N = 1435,2 - (8217,9 - 6008,6) + 6008,6$$

$$R_{PN} = \underline{\underline{5234,5 \text{ N}}}$$

$$R_{PN} > R_{PNK}$$

$$\underline{\underline{5234,5}} > 5223,8 \text{ [MPa]}$$

Při výpočtu nedošlo k odlehčení přední nápravy na méně než 30%. V zákoně se neuvádí, jestli je odlehčení pro statickou sílu nebo dynamickou. Z toho důvodu jsem volil horší variantu, která vyhovuje.

6. Závěr

Úkolem této bakalářské práce bylo navrhnout nosič na motocykl s maximální přípustnou hmotností 120 kg.

Z počátku jsem provedl průzkum, jak se motocykly přepravují. Rozhodnul jsem se použít nosič připojitelný k tažnému zařízení. Při návrhu jsem bral ohled na stabilitu, kterou jsem oproti stávajícím řešením vylepšil navařením dalších bodů připojení k tažnému zařízení. Na tažném zařízení se udávají maximální hodnoty svislé síly působící na kouli. Této svislé síle jsem se vyvaroval přivařenými body připojení, které přenáší svislé síly a tím pádem není svislou silou koule namáhána. Ohledně tohoto řešení jsem nikde nezjistil, zda je možné ho takto použít. Záleželo by na vyjádření automobilky, zda je takovéto řešení možné a to zejména s ohledem na připojení tažného zařízení k rámu automobilu.

V zákonech české republiky jsem si vyhledal nejdůležitější body, které bych měl pro případnou homologaci splnit. Následoval podrobný popis konstrukčního řešení. Kontroly návrhu jsem prováděl pomocí MKP simulací a analyticky. Rám nosiče je dimenzován na síly pro provoz. Při homologaci může být problém u vertikálního zatížení 6 g, které u lineární analýzy přesahovalo napětí větší meze kluzu materiálu. U analytické kontroly čepu na ohyb jsem musel zvolit odhadem vnitřní rozměr čepu. To může vést k nepřesnostem a bylo by vhodné zjistit skutečný rozměr otvoru uvnitř čepu. Při zatížení náprav automobilu při nejméně příznivé situaci nedojde k odlehčení přední nápravy na menší než povolenou hodnotu. Hodnoty jsou velmi blízko, ale můžeme počítat s tím, že kritická hodnota z celkové hmotnosti automobilu nebude překonána. Při větší hmotnosti nedojde k tak velkému zrychlení automobilu.

Při výrobě je nutné brát ohled na sousost otvorů přivařených ok pro čepy. To by bylo vhodné řešit výrobním přípravkem. Další možností je upravit oka na nosiči v naklápěcí, která se používají u traktorů.

Můj návrh splňuje požadavky zadání, ale při vypracování jsem si uvědomil, že je vždy místo, které se může vylepšit nebo upravit.

7. Seznam použité literatury:

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] ŠVERCL, Josef. *Technické kreslení a deskriptivní geometrie pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-718-3297-9.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] *Katalog ŠKODA Octavia III* [online]. Mladá Boleslav: ŠKODA AUTO, a.s., ©2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.skoda-auto.cz/sitecollectiondocuments/skoda-auto/ke-stazeni/octavia-katalog.pdf>
- [5] *Bohdan Bolzano, s.r.o.* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano, s.r.o., ©2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/>
- [6] *ELESA+GANTER CZ s.r.o.* [online]. Praha: ELESA+GANTER CZ s.r.o., ©2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.elesa-ganter.com/>
- [7] *Tabulka brzdných drah automobilu* [online]. repubblica it, [2007] [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.repubblica.it/popup/servizi/2007/motori/frenata.html>
- [8] *Ferona, a.s.: Hutní materiál* [online]. Praha: Ferona, a.s, ©2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/>
- [9] *Obrázek Nosič pevný T-NS-MRC001* [online]. eBay Inc., [1995-2016] [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.ebay.com/itm/Steel-Motorcycle-Scooter-DirtBike-Carrier-Hauler-Hitch-Mount-Rack-Ramp-Anti-Tilt-/380608940684>
- [10] *Obrázek Nosič zvedací* [online]. moto mule [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.moto-mule.com/carriers-more.html>
- [11] *Hakr Brno* [online]. Brno: ASN Hakr Brno, 2011 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.hakrbrno.cz/hakr-nosic-na-motorku>

- [12] *Obrázky Převoz motocyklu* [online]. MOTOportal, s.r.o., 2009 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/prevoz-motorky-14736.html>
- [13] *Automobil Pick-up* [online]. 2013 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Pick-up>
- [14] *Dodávkový automobil* [online]. 2015 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Dod%C3%A1vkov%C3%BD_automobil
- [15] *Obrázek KTM EXC* [online]. 2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://motorinfo.hu/galeria/478/#.Vx4gnPmLTIU>
- [16] *Vaap s.r.o.: Osvětlení vozíků* [online]. Praha: VAPP s.r.o., [2016] [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.vapp.cz/>
- [17] *Svaz Dovozců automobilů* [online]. Praha: SDA / CIA, [2016] [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://portal.sda-cia.cz/>
- [18] *O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* [online]. 2014 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <https://www.beck-online.cz/bo/chapterview-document.seam?documentId=onrf6mrqge2f6mzugewta>



Obr. 35 Ilustrační obrázek

8. Seznam příloh:

Příloha: A	-	Vlastnosti oceli S355J2	
Příloha: B	-	ELESA+GANTER Čepy GN 114.2	
Příloha: C	-	ELESA+GANTER Utahovací kolečka VP.692 p	
Příloha: D	-	ELESA+GANTER Utahovací kolečka VTC.FP	
Příloha: E	-	Katalog ŠKODA Octavia III (strana č. 50)	
Příloha: F	-	Registrace nových vozidel-střední třída rok 1-12/2015	
Příloha: G	-	CD- obsahuje:	3D model
			kompletní výkresovou dokumentaci
			bakalářskou práci
Příloha: H	-	Výkresová dokumentace:	
		SKO0107-001	-SESTAVA NOSIČ
		SKO0107-002	-RÁM SVAŘ. /list 1.
		SKO0107-002	-RÁM SVAŘ. /list 2.
		SKO0107-005	-KRYT SESTAVA
		SKO0107-006	-ÚCHYT SVAŘ.
		SKO0107-007	-TAŽNÉ S ÚCHYTY
		SKO0107-008	-ÚCHYT SVAŘ.
		SKO0107-009	-PROTIKUS KOULE